



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Институт новых материалов
и технологий**

**В. И. КУЗНЕЦОВ
Т. А. КИРЕЕВА
В. В. КАРЖАВИН**

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебно-методическое пособие



Министерство образования и науки РФ
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. И. Кузнецов, Т. А. Киреева, В. В. Каржавин

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебно-методическое пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся по направлениям подготовки
15.03.01 — Машиностроение,
15.03.02 — Технологические машины и оборудование,
15.03.04 — Автоматизация технологических процессов и производств,
15.03.06 — Мехатроника и робототехника,
23.03.02 — Наземные транспортно-технологические комплексы

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2018

УДК 621.828.001(075.8)

ББК 34.412.52я73

К89

Рецензенты:

кафедра «Общетехнические дисциплины» УрИ ГПС МЧС России (зав-кафедрой канд. пед. наук, доц. *Н. Н. Мичурова*);

заведующий кафедрой «Металлургия, сварочное производство и методика профессионального обучения» Российского государственного профессионально-педагогического университета д-р техн. наук, проф. *Б. Н. Гузанов*

Научный редактор — канд. техн. наук, доц. *В. П. Подогов*

Кузнецов, В. И.

К89 Кинематический и силовой расчет рычажных механизмов : учебно-методическое пособие / В. И. Кузнецов, Т. А. Киреева, В. В. Каржавин. — Екатеринбург : Изд-во Уральского университета, 2018. — 104 с.

ISBN 978-5-7996-2480-4

Пособие содержит основной теоретический и практический материал, который служит основой для выполнения расчетно-графической работы по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов машиностроительных специальностей и включает разделы: «Структура механизмов», «Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов», «Кинематический анализ рычажных механизмов методом кинематических диаграмм», «Силовой анализ рычажных механизмов». В каждом разделе приведены примеры решения задач. В приложении приведены общие требования к оформлению работы и представлены задания для выполнения расчетно-графических работ в виде типовых схем с исходными данными.

Пособие может быть использовано при выполнении текущих контрольных мероприятий, предусмотренных в УрФУ рабочей программой дисциплины. Содержание работы соответствует программам обучения и требованиям государственных образовательных стандартов.

Библиогр.: 3 назв. Рис. 39. Табл. 1. Прил. 2.

УДК 621.828.001(075.8)

ББК 34.412.52я73

ISBN 978-5-7996-2480-4

© Уральский федеральный
университет, 2018

Оглавление

Введение	4
1. Структура механизмов	5
1.1. Основные понятия и определения	5
1.2. Теоретические основы структурного анализа	7
1.3. Примеры решения задач по теме «Структурный анализ»	10
2. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов	17
2.1. Теоретические основы методики построения планов положений, скоростей и ускорений плоских механизмов	17
2.2. Примеры решения задач по теме «Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов»	19
3. Кинематический анализ механизмов методом кинематических диаграмм.....	37
3.1. Теоретические основы методики построения диаграмм	37
3.2. Пример построения кинематических диаграмм.....	38
4. Силовой анализ рычажных механизмов	42
4.1. Теоретические основы методики силового анализа.....	42
4.2. Примеры выполнения силового анализа.....	45
5. Определение уравновешивающей силы методом Жуковского	68
Приложения	71
Приложение 1. Общие требования к оформлению пояснительной записки	71
Приложение 2. Исходные данные к заданиям	74
Библиографический список	102

Введение

Ведущей отраслью современной техники является машиностроение. В свою очередь, прогресс машиностроения определяется созданием новых высокопроизводительных и надежных машин. Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов многих научных дисциплин и, в первую очередь, **теории механизмов и машин**, под которой понимается **наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектирования их схем**.

Название дисциплины говорит о том, что она состоит из двух больших частей: **теории механизмов** и **теории машин**. Обе части неразрывно связаны с собой, поскольку основу машины составляют механизмы. Задачи теории механизмов и машин весьма разнообразны, но важнейшие из них можно сгруппировать по трем главным разделам: **анализ механизмов, синтез механизмов и теория машин-автоматов**. Пособие посвящено анализу механизмов.

Цель работы — освоение методик структурного, кинематического и силового анализа рычажных механизмов.

В рамках изучения дисциплины «Теория механизмов и машин» обучающиеся выполняют расчетно-графическую работу. Общие требования и задания к РГР приведены в приложениях.

1. Структура механизмов

Выполнение функций машины связано с передачей и преобразованием механического движения. Изменение взаимного положения материальных тел в пространстве или положения частей тела определяется строением механизма, т. е. его структурой.

1.1. Основные понятия и определения

Механизм представляет собой искусственно созданную систему тел, предназначенную для преобразования заданного движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел.

Деталь — изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций.

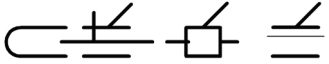
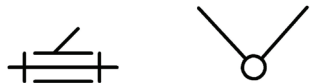
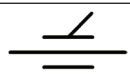
Звено — твердое тело, участвующее в заданном преобразовании движения. Может состоять из нескольких деталей, не имеющих между собой относительного движения.

Стойка — условно неподвижное звено (станина станка, корпуса двигателя, шасси и др.), относительно которого рассматривают движение других звеньев, принятых подвижными; стойка в механизме всегда одна.

Кинематической парой называется подвижное соединение двух звеньев допускающее относительное движение. Те точки, линии или поверхности, по которым происходит соприкосновение звеньев при образовании подвижного соединения, называются *элементами* кинематической пары. В низших кинематических парах элементами являются поверхности, а в высших парах — линии или точки.

Все кинематические пары разделяются на 5 классов. Номер класса кинематической пары равен количеству связей, накладываемых парой на относительное движение звеньев. Условные обозначения кинематических пар представлены в таблице:

**Классификация допускаемых движений и условные обозначения
кинематических пар**

Число степеней подвижности W	Класс пары S	Вид пары	Условное изображение
1	5	Поступательная	
1	5	Вращательная	
2	4	Цилиндрическая	

Кинематической цепью называется связанная система звеньев, соединенных между собой кинематическими парами.

Механизмом (другое определение) называется кинематическая цепь с одним неподвижным звеном, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно неподвижного все остальные совершают однозначно определенные движения.

Звенья, которым сообщается движение, являются *входными*, а звенья, совершающие движения, для выполнения которых предназначен механизм, — *выходными*. Все остальные подвижные звенья являются *промежуточными*. Звенья, закон движения которых задан, принято называть *начальными* звеньями.

Число степеней подвижности W механизма равно количеству степеней свободы кинематической цепи относительно стойки и определяет необходимое число обобщенных координат и количество приводов. В данной работе исследуются только плоские механизмы, т. е. механизмы, все точки которых движутся в одной или в нескольких параллельных плоскостях. Для плоских механизмов степень подвижности

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

где n — число подвижных звеньев; p_5 и p_4 — соответственно количество кинематических пар пятого и четвертого класса.

1.2. Теоретические основы структурного анализа

Цель структурного анализа — определение степени подвижности механизма и установление его структурной формулы.

Плоские механизмы классифицируются согласно теории Ассура — Артоболевского [1].

К механизмам, отнесенным к одному и тому же классу, применяются одинаковые методы кинематического и силового анализа, разработанные для этого класса.

Согласно идее Л. В. Ассура, любой механизм может быть образован последовательным присоединением к входному звену (входным звеньям) и стойке кинематических цепей с нулевой степенью подвижности.

Кинематические цепи с нулевой степенью подвижности называют группами Ассура.

По классификации Ассура — Артоболевского группа Ассура образуется звеньями, входящими в кинематические пары только пятого класса, следовательно:

$$W = 3n - 2p_5 = 0.$$

Для целей структурного анализа кинематические пары высших классов заменяются парами 5-го класса (низшими), тогда возможные следующие сочетания звеньев и кинематических пар в группах Ассура:

а) $n = 2, p_5 = 3$; б) $n = 4, p_5 = 6$; в) $n = 6, p_5 = 9$; г) $n = 8, p_5 = 12$.

Группы Ассура в зависимости от состава и конфигурации звеньев и кинематических пар разделяются на классы.

Простейшее сочетание звеньев и пар в группе Ассура: $n = 2, p_5 = 3$ образует группа 2-го класса второго порядка (рис. 1.1). Вращательные кинематические пары обозначены буквой v , поступательные пары буквой n .

Отличительной особенностью группы Ассура 3-го класса является наличие базисного звена, входящего в три кинематические пары и образующего некоторый жесткий замкнутый контур BCD (рис. 1.2).

Отличительной особенностью групп 4-го класса является наличие четырехстороннего подвижного замкнутого контура $BCEF$.

Аналогично образуются группы Ассура более высоких классов.

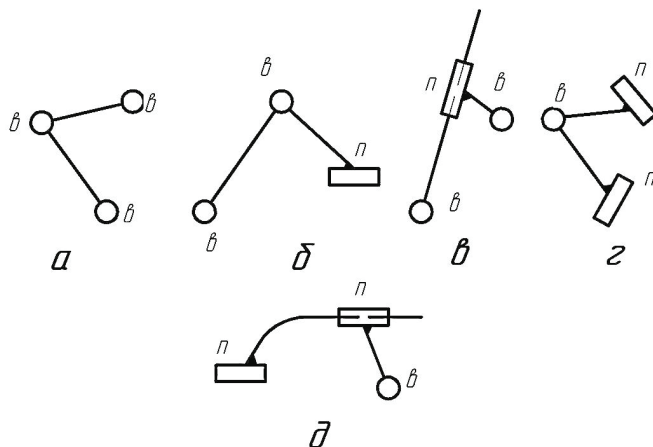


Рис. 1.1. Виды группы Ассура второго класса второго порядка:
a — 1-го вида; *б* — 2-го вида; *в* — 3-го вида; *г* — 4-го вида; *д* — 5-го вида

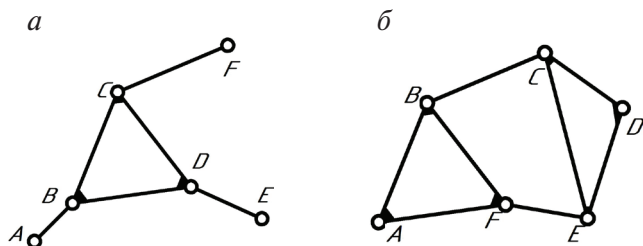


Рис. 1.2. Примеры структурных групп:
a — 3-го класса; *б* — 4-го класса

Замена кинематических пар 4-го класса кинематической цепью с парами только 5-го класса

Определить класс механизма по Ассуру — Артоблевскому можно только тогда, когда выявлена его структура и когда все кинематические пары в механизме являются только парами 5-го класса.

В тех случаях, когда в механизм входят кинематические пары 4-го класса, для структурного анализа выполняют замену этих пар кинематической цепью, состоящей из звеньев, входящих только в пары 5-го класса. Такая замена является эквивалентной. В результате такой замены выполняются следующие условия: во-первых, сохранится прежняя степень подвижности механизма, в котором произведена замена, во-вторых, не изменится характер относительного мгновенного движения звеньев.

Эти условия соблюдаются, если одна высшая пара в простейшем случае заменяется одним звеном, входящим в две низшие пары, расположенные в центрах кривизны профилей, образующих высшую пару.

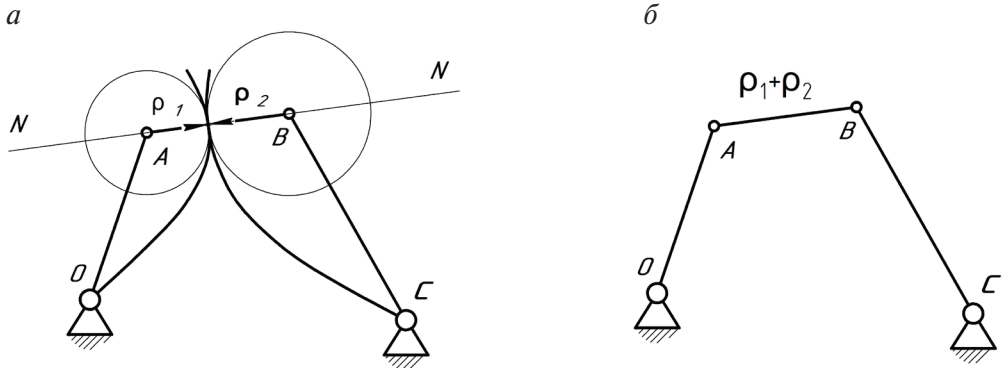


Рис. 1.3. Замена кинематических пар (профили взаимно огибаемые):

a — основной механизм; *б* — заменяющий механизм

На рис. 1.3, *a* показан механизм, в котором звенья 1 и 2 образуют высшую пару. Для замены этой кинематической пары проводим общую нормаль в точке касания звеньев и находим центры кривизны, расположенные в точках *A* и *B*. В этих точках располагаются вращательные пары 5-го класса. Затем соединяем их прямой *AB*. Заменяющий механизм представлен на рис. 1.3, *б*.

Рассмотрим механизм, изображенный на рис. 1.4. Этот механизм можно заменить другим, включающим только кинематические пары 5-го класса.

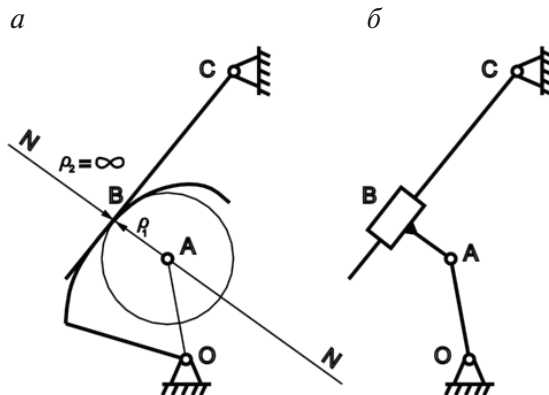


Рис. 1.4. Замена кинематических пар (профили не взаимно огибаемые):

a — основной механизм; *б* — заменяющий механизм

Последовательность действий при выполнении структурного анализа механизма

1. Изображается кинематическая схема заданной модели механизма с применением стандартных обозначений звеньев и кинематических пар.

2. Определяется степень подвижности механизма. Выявляются лишние степени свободы и пассивные условия связи. Изображается кинематическая схема механизма без лишних степеней свободы и пассивных условий связи.

3. При наличии высших пар в механизме эти пары заменяются кинематическими цепями с низшими парами. Определяется степень подвижности заменяющего механизма.

4. Заменяющий механизм расчленяется на группы Ассура согласно следующим рекомендациям:

- первой отсоединяется группа Ассура, наиболее удаленная от входного звена. Звенья оставшейся кинематической цепи не должны изменить своего движения;

- далее выделяются группы Ассура 2-го класса. Если это невозможно — третьего и т. д.;

- звенья и кинематические пары принимаются в расчет только один раз: либо с оставшейся частью механизма, либо с отсоединенной группой Ассура;

- определяется класс и порядок групп Ассура.

5. Устанавливается класс механизма, который соответствует высшему классу группы Ассура, входящей в этот механизм.

1.3. Примеры решения задач по теме «Структурный анализ»

Пример 1.1. Определить степень подвижности механизма подъема стрелы погрузчика, изображенного на рис. 1.5.

Решение.

Для подъема стрелы *ОАС* рабочая жидкость подается в нижнюю полость гидроцилиндра. Шток *ВА*, шарнирно соединенный со стрелой в шарнире *А*, выдвигается из цилиндра и поворачивает стрелу вокруг оси *О*. Одновременно цилиндр вместе со штоком поворачивается вокруг оси *О₁*.

Степень подвижности W механизма определим по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где n — число подвижных звеньев, которыми являются звенья 1, 2 и 3; p_4 и p_5 — соответственно числа кинематических пар пятого и четвертого классов. В нашем случае кинематическими парами 5-го класса являются вращательные пары: A , O , O_1 и поступательная пара B . Кинематические пары 4-го класса отсутствуют.

Таким образом,

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

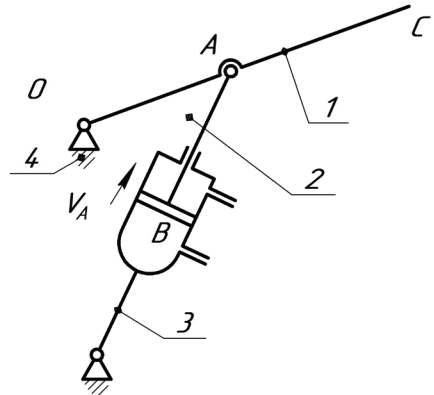


Рис. 1.5. Схема механизма подъема стрелы крана:

1 — стрела; 2 — шток; 3 — гидроцилиндр; 4 — стойка

Пример 1.2. Выполнить структурный анализ механизма двухступенчатого компрессора, изображенного на рис. 1.6.

Решение.

Схема механизма состоит из следующих звеньев (рис. 1.6).

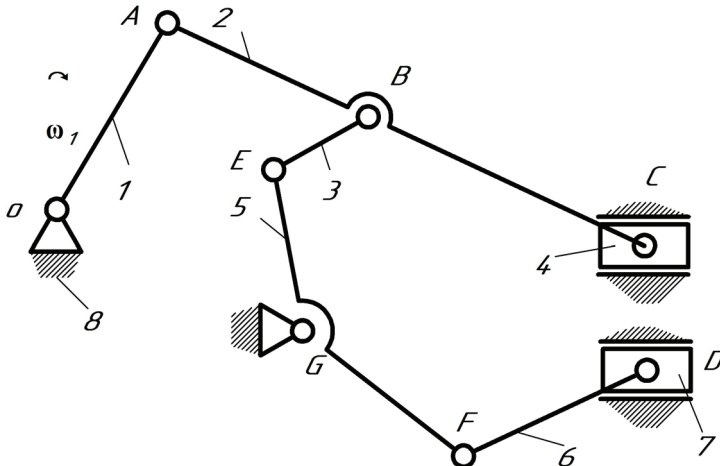


Рис. 1.6. Схема механизма компрессора:

1 — кривошип; 2, 3, 6 — шатуны; 5 — коромысло; 4, 7 — поршни (ползуны); 8 — корпус (стойка)

При вращении кривошипа OA движение передается через шатуны и коромысло к поршням компрессора, которые, перемещаясь, сжимают воздух в камерах цилиндра.

Степень подвижности механизма определяется по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

Число подвижных звеньев $n = 7$, число кинематических пар 5-го класса $p_5 = 10$, пары 4-го класса отсутствуют.

Таким образом,

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Структура механизма определится группами Ассур, входящими в его состав. Структурные составляющие механизма представлены на рис. 1.7.

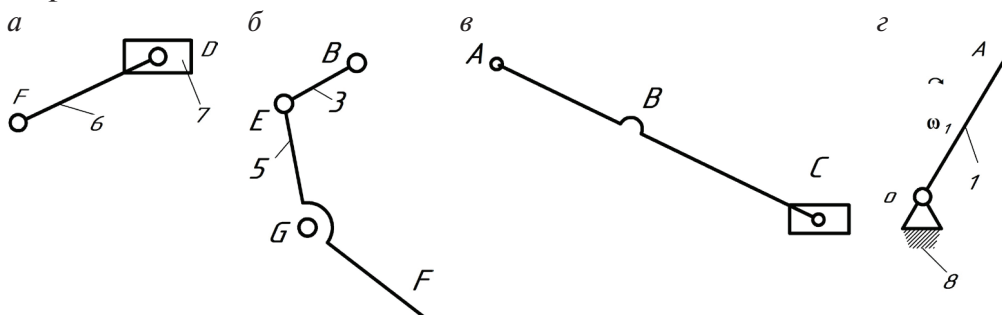


Рис. 1.7. Структурные составляющие механизма:

- a — группа Ассур 2-го класса, 2-го вида, 2-го порядка; $б$ — группа Ассур 2-го класса, 1-го вида, 2-го порядка; $в$ — группа Ассур 2-го класса, 2-го вида, 2-го порядка; $г$ — механизм 1-го класса или группа начальных звеньев

Рассматриваемый механизм по классификации Ассур — Артоболевского является механизмом 2-го класса.

Пример 1.3. Выполнить структурный анализ механизма масляного насоса, изображенного на рис. 1.8, a .

Решение

При вращении кулачка 1 движение передается через шатун 2 и коромысло 4 поршню 3 , который движется возвратно-поступательно, нагнетая смазочную жидкость в гидросистему. Данный механизм включает в себя 4 подвижных звена, соединенных четырьмя вращательными

и одной поступательной парами 5-го класса, а также одной парой 4-го класса.

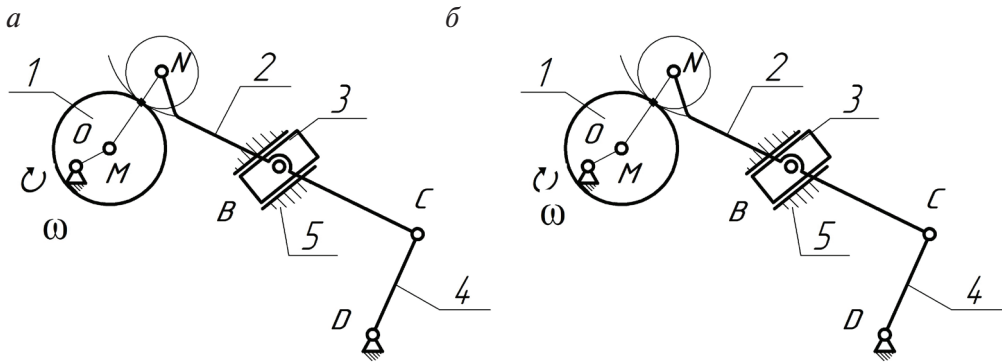


Рис. 1.8. Схема механизма масляного насоса:

а — кинематическая схема механизма; *б* — схема механизма после замены пары 4-го класса:

1 — кулачок; 2 — шатун (толкатель); 3 — ползун (поршень); 4 — коромысло; 5 — корпус (стойка); пунктиром выделены элементы кинематической пары 4-го класса

Степень подвижности механизма:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1.$$

Выполним замену высших кинематических пар низшими парами. Кулачок и толкатель своими элементами образуют кинематическую пару 4-го класса. Замена состоит в добавлении виртуального звена с двумя элементами кинематических пар 5-го класса. Считая известным место нахождения центров кривизны звеньев 1 и 2, через их точку касания и центры кривизны профилей звеньев 1 и 2 добавляем виртуальное звено MN , располагая при этом элементы его кинематических пар в указанных центрах. Схема заменяющего механизма представлена на рис. 1.8, *б*.

В заменяющем механизме число подвижных звеньев $n = 5$, число кинематических пар 5-го класса $p_5 = 7$, из них шесть вращательных и одна поступательная. Степень подвижности заменяющего механизма

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Структурные составляющие механизма замены приведены на рис. 1.9.

Рассматриваемый механизм является механизмом 3-го класса.

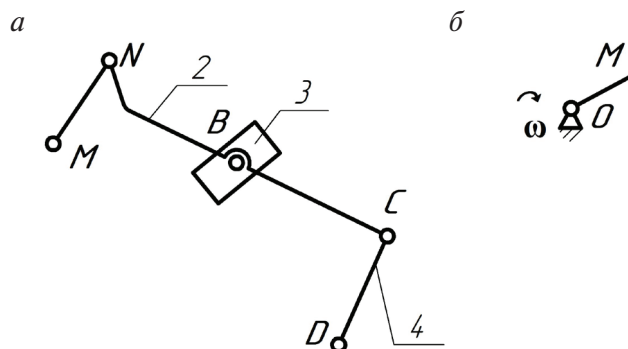


Рис. 1.9. Структурные составляющие механизма замены:

a — группа Ассура 3-го класса, 3-го порядка; *б* — группа начальных звеньев — механизм 1-го класса

Пример 1.4. Выполнить структурный анализ балансирного механизма, изображенного на рис. 1.10.

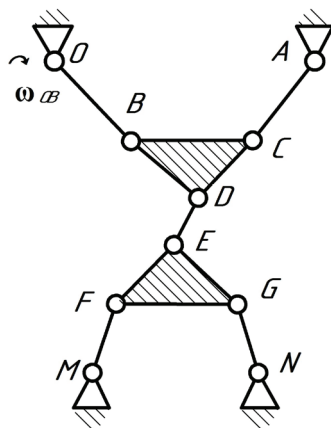


Рис. 1.10. Схема балансирного механизма

Решение.

При вращении ведущего звена OB звенья AC , MF и GN будут выполнять вращательное движение, а звенья BCD , ED и EFG — плоскопараллельное движение. Все звенья механизма соединены вращательными кинематическими парами 5-го класса в количестве $p_5 = 10$. Число подвижных звеньев механизма $n = 7$. В этом случае степень подвижности механизма, определенная по формуле П. Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

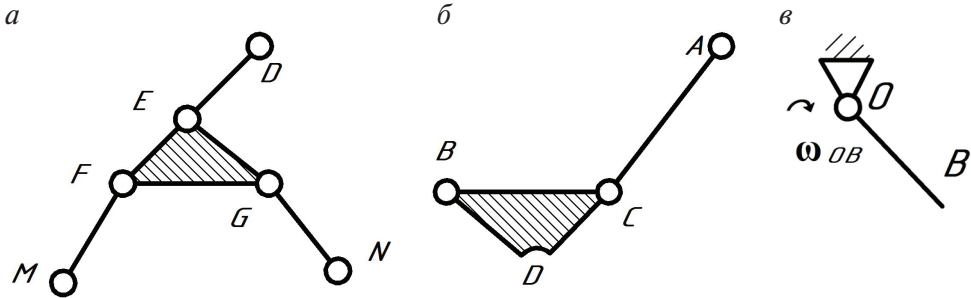


Рис. 1.11. Структурные составляющие механизма:

a — группа Ассура 3-го класса, 3-го порядка; *б* — группа Ассура 2-го класса, 1-го вида, 2-го порядка; *в* — механизм 1-го класса

Данный механизм образован присоединением к механизму 1-го класса группы Ассура 3-го класса, 3-го порядка, а к ней группы Ассура 2-го класса, 1-го вида, 2-го порядка.

Рассматриваемый механизм по классификации Ассура-Артоболевского является механизмом 3-го класса.

Пример 1.5. Выполнить структурный анализ механизма толкателя, изображенного на рис. 1.12.

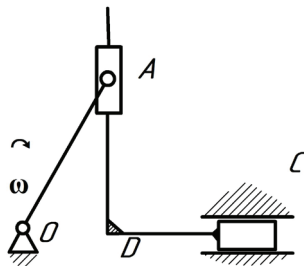


Рис. 1.12. Схема механизма толкателя

Решение.

Число подвижных звеньев $n = 3$. Звенья механизма соединены между собой и стойкой двумя вращательными и двумя поступательными кинематическими парами 5-го класса $p_5 = 4$.

Степень подвижности механизма определим по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Механизм состоит из группы Ассура 2-го класса, 5-го вида, 2-го порядка и механизма 1-го класса. Структурные составляющие механизма представлены на рис. 1.13.

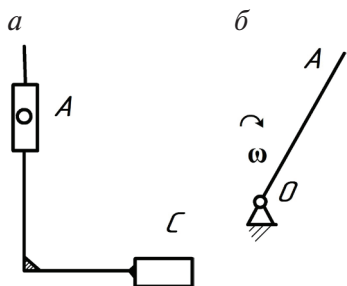


Рис. 1.13. Структурные составляющие механизма:

a — группа Ассура 2-го класса, 5-го вида, 2-го порядка; *б* — механизм 1-го класса

Рассматриваемый механизм по классификации Ассура — Артоблевского является механизмом 2-го класса.

2. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов

2.1. Теоретические основы методики построения планов положений, скоростей и ускорений плоских механизмов

Цель кинематического анализа — определение скоростей и ускорений характерных точек механизма, угловых скоростей и угловых ускорений звеньев, а также характера движения звеньев.

Планом механизма называется графическое изображение взаимного расположения звеньев, соответствующее выбранному моменту времени.

Построение плана механизма необходимо начинать с изображения по заданным координатам неподвижных, относительно стойки элементов, звеньев и направляющих. Затем изображают начальное звено, как правило, в первом крайнем положении. После этого определяют положения точек групп Ассура. В группах Ассура второго класса эти положения точек определяются методом засечек [2]. Крайние положения в большинстве случаев соответствуют установке ведущего и присоединенного к нему второго звена (или элемента контура звена) в одну линию. При этом звенья либо складываются, либо раскладываются. Кроме того, учитывая назначение механизма, крайние положения определяют начало и конец рабочего хода.

Именно на рабочем ходу на исполнительное звено действует технологическая нагрузка, что следует учитывать в процессе силового анализа. Планы положений кривошипно-ползунного механизма изображены на рис. 2.1. Такой механизм называют «механизмом Чебышева». Крайние положения на рисунке выделены жирными линиями.

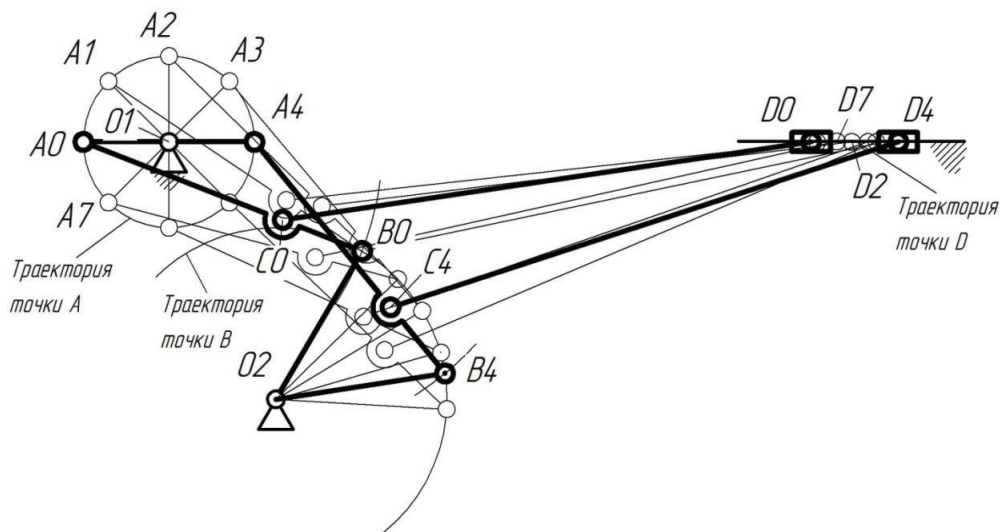


Рис. 2.1. Планы положений кривошипно-ползунного механизма

Одной из характерных особенностей этого механизма является сложность выявления начала и конца рабочего хода. В этом случае они определяются перебором прорисовок положений. Если величина рабочего хода задана, то выполняется метрический синтез на основании известных методик, в результате чего рассчитываются длины звеньев для обеспечения требуемого хода и кинематических параметров.

Если ведущее звено движется поступательно, начало и конец рабочего хода задаются согласно техническому условию.

Построение выполняется в масштабе. *Масштабным коэффициентом* μ_l называется отношение действительного значения длины какого-либо звена к величине отрезка в мм, который изображает это звено на плане.

Масштабный коэффициент плана положений кривошипно-ползунного механизма $\mu_s = l_{OA}/OA$, м/мм.

Планом скоростей (ускорений) называется графическое построение, в котором лучи со стрелкой на конце, проведенные из одной точки — полюса, изображают абсолютные скорости (ускорения) точек звена. Отрезки, соединяющие концы лучей, — относительные скорости (ускорения) соответствующих точек при заданном положении звена. Масштабным коэффициентом плана скоростей (ускорений) называется отношение действительного значения скорости (ускорения) точ-

ки механизма к длине вектора этой скорости (ускорения). Длина изображаемого вектора задается из условий целесообразности размещения плана на формате чертежа.

Построение планов скоростей и ускорений основано на графическом решении векторных уравнений скоростей и ускорений. Кинематический анализ методом планов начинается с групп Ассура, ближайших к начальному звену. Необходимо рассматривать точки механизма (как правило, таковыми являются обозначенные буквами кинематические пары), для которых можно записать два векторных уравнения.

2.2. Примеры решения задач по теме «Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов»¹

Начальное звено вращается

Пример 2.1. Выполнить кинематический анализ механизма компрессора для заданного положения (рис. 2.2, а).

Исходные данные: длины звеньев $l_{AB} = l_{BD} = l_{CD} = l_{CF} = l_{DT} = 0,1$ м; угловая скорость кривошипа $V_{OA} = 10$ с⁻¹.

Определить: величину и направление линейных скоростей и ускорений точек B, D, E, F механизма, а также угловую скорость и угловое ускорение штока 2 и пневмоцилиндра 3.

Задача решается в общем виде.

Определение скоростей точек и угловых скоростей звеньев.

При вращении кривошипа 1 шток 2 относительно стойки 4 движется плоско-параллельно, проходя через пневмоцилиндр 3. Звено 3, играя роль направляющей, поворачивается в шарнире C вместе со штоком. Шток BF и палец DE представляют собой единое целое.

Кинематический анализ механизма компрессора выполняется методом планов скоростей и ускорений.

Окружная скорость точки B кривошипа:

$$V_B = \omega_{OA} l_{AB} = 10 \cdot 0,1 = 1 \text{ м/с.}$$

¹ В дальнейшем при изображении кинематических схем нумерация неподвижных звеньев (стоек) соответствует 0.

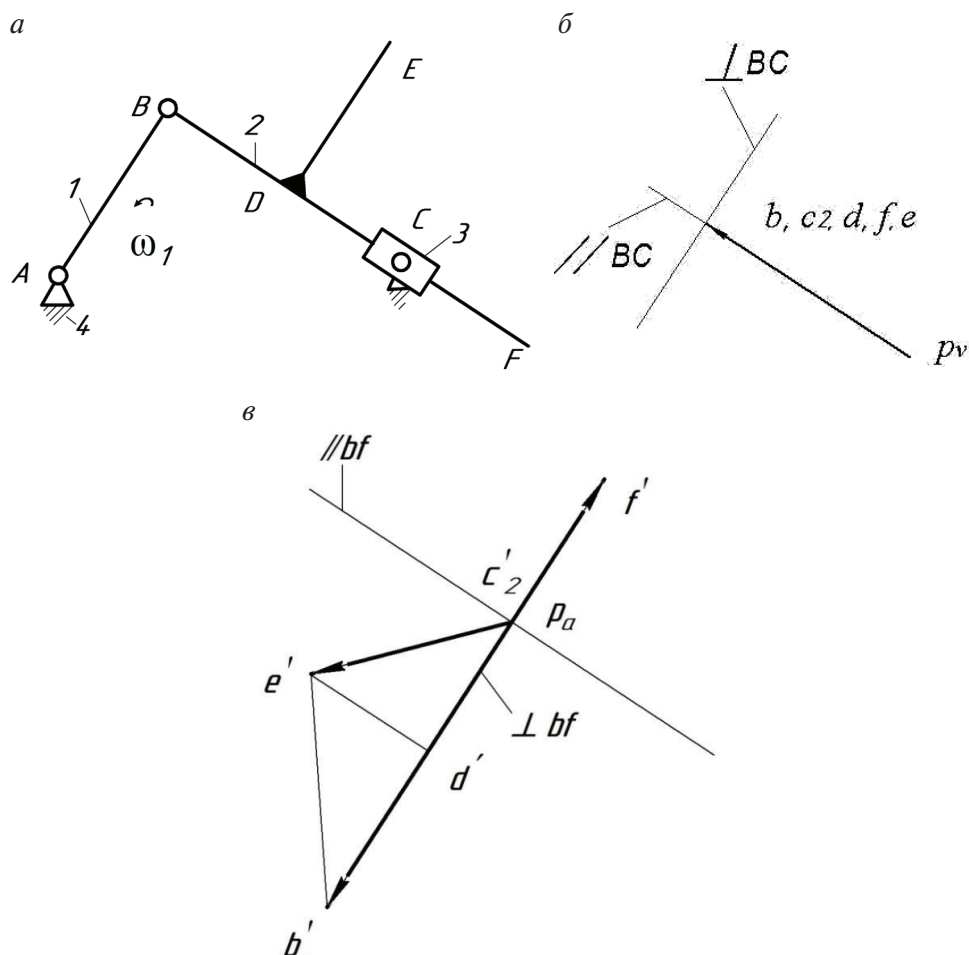


Рис. 2.2. Кинематический анализ механизма компрессора:

а — план механизма; б — план скоростей; в — план ускорений

Вычислим масштабный коэффициент плана скоростей μ_v . Для этого длину вектора V_B отобразим на плане скоростей отрезком $p_v b = 50$ мм.

$$\mu_v = V_B / p_v b = 1/50 = 0,02 \text{ м/(с·мм)}.$$

Данный вектор направлен перпендикулярно кривошипу AB в сторону его вращения. Выберем положение полюса плана скоростей и отложим из него вектор $p_v b$ (рис. 2.2, б).

Для построения плана скоростей выберем точку на звене 2, для которой можно составить два векторных уравнения. Такой точкой является

точка C_2 , совпадающая в данный момент времени с точкой C_3 третьего звена. Первое векторное уравнение запишем, учитывая относительное движение звеньев 2 и 3 в виде суммы скорости точки C_3 в абсолютном движении и относительной скорости точки C_2 относительно C_3 .

$$\vec{V}_{C_2} = \vec{V}_{C_3} + \vec{V}_{C_2C_3}$$

Точка C_3 совпадает с осью шарнира и неподвижна, т.е. $V_{C_3} = 0$, что $\vec{V}_{C_2} = \vec{V}_B + \vec{V}_{C_2B}$ означает $V_{C_2} = V_{C_2C_3}$, т.е. звено 2 движется поступательно и скорости всех его точек одинаковы. Чтобы замкнуть векторный контур на плане скоростей необходимо записать второе векторное уравнение. Для этого рассмотрим плоско-параллельное движение звена 2 как переносное с точкой В и относительное вокруг точки В:

$$\vec{V}_{C_2} = \vec{V}_B + \vec{V}_{C_2B}, \quad (\vec{V}_{C_2} \perp BC).$$

Векторы относительных скоростей \vec{V}_{C_2B} и \vec{V}_B пересеклись в точке b , а это значит, что в данном положении звено 2 движется поступательно и абсолютные скорости всех его точек одинаковы: $V_B = V_{C_2} = V_F = V_E$, а относительная скорость $V_{C_2B} = 0$.

Угловые скорости звеньев 2 и 3 $\omega_2 = \omega_3 = V_{C_2B} / l_{BC} = 0$.

Определение ускорений точек и угловых ускорений звеньев.

Модуль ускорения точки В:

$$a_B = \omega_{AB}^2 l_{AB} = 10^2 \cdot 0,1 = 10 \text{ м/с}^2.$$

Вектор ускорения \vec{a}_B направлен вдоль кривошипа к центру вращения. Отобразим вектор \vec{a}_B на плане ускорений отрезком $p_a b' = 50 \text{ мм}$ (рис. 2.2, в).

Числовое значение масштабного коэффициента плана ускорений:

$$\mu_a = a_B / p_a b' = 10 / 50 = 0,2 \text{ м/с}^2 \text{ мм}.$$

Векторное уравнение для ускорения точки C_2 , принадлежащей шатуну BF запишем в виде

$$\vec{a}_{C_2} = \vec{a}_{C_3} + \vec{a}_{C_2C_3}^k + \vec{a}_{C_2C_3}^r,$$

где $\vec{a}_{C_2C_3}^k$ — кориолисово ускорение, $a_{C_2C_3}^k = 2 \omega_2 V_{C_2C_3}$; $\vec{a}_{C_2C_3}^r$ — релятивное ускорение точки C_2 относительно точки C_3 .

Так как $\omega_2 = 0$, то $\vec{a}_{C_2C_3}^k = 0$. Ускорение $\vec{a}_{C_2C_3}^r$ направлено вдоль BF .

Рассмотрим движение звена 2 как переносное с точкой B и относительное вокруг точки B .

$$\vec{a}_{C_2} = \vec{a}_B + \vec{a}_{C_2B}^n + \vec{a}_{C_2B}^t,$$

где $\vec{a}_{C_2B}^n$ — нормальная составляющая вектора относительного ускорения, равная по модулю $\vec{a}_{C_2B}^n = \dot{E}_2^2 l_{BC}$. В рассматриваемом примере $\omega_2 = 0$, поэтому $\vec{a}_{C_2B}^n = 0$; $\vec{a}_{C_2B}^t$ — тангенциальная составляющая вектора относительного ускорения. Ускорение $\vec{a}_{C_2B}^t$ направлено перпендикулярно BF . На плане ускорений через точку b' вектора $\overline{p_a b'}$ проводим отрезок, перпендикулярный BF до пересечения с вектором релятивной составляющей ускорения $\vec{a}_{C_2C_3}^r$. Вектор $\vec{a}_{C_2C_3}^r$ изображен на плане ускорений отрезком, проведенным из полюса параллельно BF . Определим модуль тангенциальной составляющей ускорения

$$\vec{a}_{C_2B}^t = b'c' \cdot \mu_a = 50 \cdot 0,2 = 10 \text{ м/с}^2.$$

Ускорения точек D , E и F определим, используя принцип подобия в плане ускорений:

$$b'f' = b'c'_2 \cdot BF/BC = 50 \cdot 0,3/0,2 = 75 \text{ мм.}$$

Положение точки e' на плане ускорений найдем из подобия треугольников $\triangle BEF$ и $\triangle b'e'f'$. При построении $\triangle b'e'f'$ выполняем условие теоремы подобия, чтобы при одинаковом направлении обхода этих треугольников чередование букв при вершинах было одинаково.

Модули ускорений точек C_2 , E , F и D :

$$a_{C_2} = (p_a c'_2) \mu_a = 0 \cdot 0,2 = 0 \text{ м/с}^2; a_F = (p_a f') \mu_a = 75 \cdot 0,2 = 15 \text{ м/с}^2;$$

$$a_E = (p_a e') \mu_a = 41,65 \cdot 0,2 = 8,33 \text{ м/с}^2; a_D = (p_a d') \mu_a = 25 \cdot 0,2 = 5 \text{ м/с}^2.$$

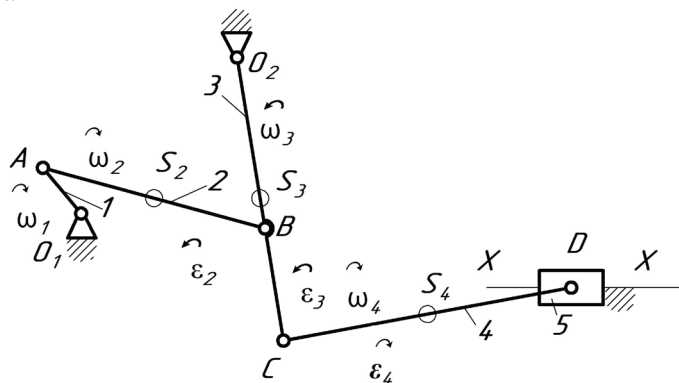
Направление углового ускорения ε_2 второго и третьего звена найдем, перенеся вектор $\vec{a}_{C_2B}^t$ в точку C плана механизма.

Вектор углового ускорения ε_2 направлен против движения стрелки часов. Модуль углового ускорения:

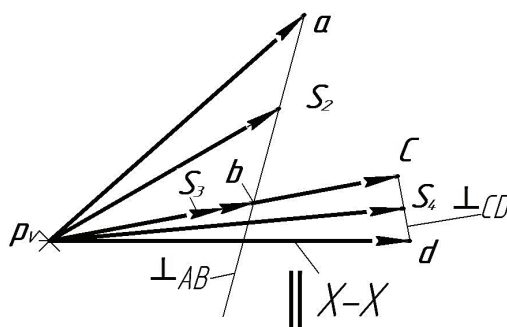
$$\mu_2 = \varepsilon_2 = \vec{a}_{C_2B}^t / l_{BC} = (b'c') \mu_a / l_{BC} = 50 \cdot 0,2/0,2 = 50 \text{ с}^{-2}.$$

Пример 2.2. Выполнить кинематический анализ механизма сталкивателя для заданного положения (рис. 2.3, а).

а



б



в

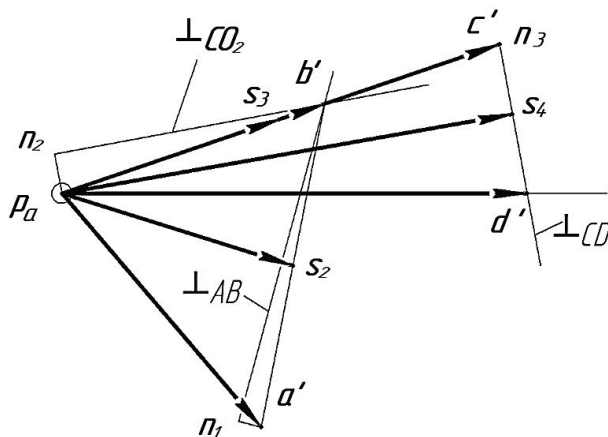


Рис. 2.3. Кинематический анализ механизма сталкивателя:
а — план механизма; б — план скоростей; в — план ускорений

Дано: кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, при этом его частота вращения $n_1 = 0,1 \text{ мин}^{-1}$. Размеры звеньев, м: $O_1A = 0,1$; $AB = 0,4$; $O_2B = 0,3$; $O_2C = 0,5$; $CD = 0,5$. Центры масс расположены посередине звеньев.

Определить скорости и ускорения точек $A, B, C, D, S_2, S_3, S_4$, а также угловые скорости и угловые ускорения звеньев. Центр масс первого звена расположен в точке O .

Задача решается в общем виде. Структура механизма состоит из следующих звеньев: 1 — кривошип, 2 — шатун, 3 — коромысло, 4 — шатун, 5 — ползун. Масштабный коэффициент плана положения механизма $\mu_l = 0,0066 \text{ м/мм}$.

Определение скоростей точек звеньев и угловых скоростей звеньев

Угловая скорость начального звена:

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi \cdot 200 / 30 = 21 \text{ с}^{-1}.$$

Скорость точки A :

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = 21 \cdot 0,1 = 2,1 \text{ м/с}.$$

Строим на плане скоростей вектор скорости \vec{V}_A . Из полюса плана скоростей откладываем длину вектора $\overline{p_V a} = 50 \text{ мм}$ (рис. 2.3, б). Определяем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = V_A / (p_V a) = 2,1 / 50 = 0,042 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}.$$

Рассматривая движение точки B вместе с точками A и O_2 (переносное движение) и относительно этих точек, получим векторные уравнения для построения скорости этой точки

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; \quad \vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2};$$

где \vec{V}_B — скорость точки B ; \vec{V}_{BA} — скорость точки B во вращении звена 2 относительно точки A , $\vec{V}_{BA} \perp BA$; \vec{V}_{O_2} — скорость точки O_2 , $\vec{V}_{O_2} = 0$; \vec{V}_{BO_2} — скорость точки B во вращении звена 3 относительно точки O_2 , $\vec{V}_{BO_2} \perp BO_2$. $\mu_V = 31,3 \cdot 0,042 = 1,31$.

На плане скоростей (рис. 2.3, б) через точку a вектора $\overline{p_V a}$ откладываем направление скорости \vec{V}_{BA} . Скорость точки $\vec{V}_{O_2} = 0$, поэтому на-

правление относительной скорости \vec{V}_{BO_2} проводим из полюса плана скоростей до пересечения с направлением скорости \vec{V}_{BA} в точке $p_V b$. Вектор $\overline{p_V b}$ изображает скорость точки B . Модуль скорости точки B определим по формуле, м/с:

$$V_B = (p_V b) \mu_a.$$

Скорость точки C коромысла определяем с помощью теоремы подобия:

$$V_{CO_2} / V_{BO_2} = V_C / V_B = (p_V c) \mu_V / (p_V b) \mu_V = l_{CO_2} / l_{BO_2},$$

откуда

$$p_V c = (l_{CO_2} / l_{BO_2}) p_V b = (0,5 / 0,3) 31,3 = 52,0 \text{ мм.}$$

Абсолютная скорость точки C :

$$V_C = (p_V c) \mu_V = 52,0 \cdot 0,042 = 2,18 \text{ м/с.}$$

Векторные уравнения для определения скорости точки D имеют следующий вид:

$$\overline{V_D} = \overline{V_C} + \overline{V_{DC}}, \quad \overline{V_D} = \overline{V_{D_X}} + \overline{V_{DD_X}};$$

где $\overline{V_D}$ — абсолютная скорость точки D ; $\overline{V_C}$ — скорость точки C ; $\overline{V_{DC}}$ — скорость точки D во вращении звена 4 относительно точки C , относительная скорость $\overline{V_{DC}} \perp DC$; $\overline{V_{D_X}}$ — скорость точки D , принадлежащей неподвижной направляющей, $\overline{V_{D_X}} = 0$; $\overline{V_{DD_X}}$ — скорость точки D относительно точки D_X , вектор относительной скорости $\overline{V_{DD_X}} \parallel X - X$.

На плане скоростей (рис. 2.3, б) через точку c вектора $\overline{p_V c}$ откладываем направление скорости $\overline{V_{DC}} \perp DC$. Скорость точки $V_{D_X} = 0$, поэтому из полюса p_V проводим линию $\parallel X - X$. Точка d пересечения этих линий образует вектор абсолютной скорости $\overline{p_V d}$.

Абсолютная скорость точки D :

$$\overline{V_D} = (p_V d) \mu_V = 53,0 \cdot 0,042 = 2,22 \text{ м/с.}$$

Положение точек s_i центров масс звеньев на плане скоростей определим по принципу подобия. Скорость центра масс второго звена

$$V_{S_2} = (p_V s_2) \mu_V = 38,0 \cdot 0,042 = 1,6 \text{ м/с.}$$

Скорость центра масс третьего звена

$$V_{S_3} = (p_V s_3 \mu_V) = 26 \cdot 0,042 = 1,092 \text{ м/с.}$$

Скорость центра масс четвертого звена

$$V_{S_4} = (p_V s_4) \mu_V = 52,3 \cdot 0,042 = 2,2 \text{ м/с.}$$

Вычислим угловые скорости звеньев:

$$\begin{aligned}\omega_2 &= V_{BA} / l_{AB} = (ab) \mu_V / l_{AB} = 27,7 \cdot 0,042 / 0,4 = 2,9 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_3 &= V_{BO_2} / l_{BO_2} = (p_V b) \mu_V / l_{BO_2} = 31,3 \cdot 0,042 / 0,3 = 4,4 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_4 &= V_{CD} / l_{CD} = (cd) \mu_V / l_{CD} = 9,63 \cdot 0,042 / 0,5 = 0,81 \text{ с}^{-1}.\end{aligned}$$

Направления угловых скоростей определяются путем переноса векторов относительных скоростей точек с плана скоростей в соответствующие точки плана механизма. Перенос вектора \overline{ab} в точку B второго звена однозначно определяет направление ω_2 — в направлении движения стрелки часов.

Направление угловых скоростей остальных звеньев механизма производится аналогично (рис. 2.3, а).

Определение ускорений точек звеньев и угловых ускорений звеньев

Ускорение точки A кривошипа с учетом $\omega_1 = \text{const}$:

$$a_A = a_{AO}^n = \omega_1^2 l_{OA} = 21^2 \cdot 0,1 = 44,1 \text{ м/с}^2.$$

На плане ускорений откладываем вектор ускорения точки A в виде отрезка $p_a a'$, равного 45 мм (рис. 2.3, в). Масштабный коэффициент плана ускорений

$$\mu_a = a_A / p_a a' = 44,1 / 45 = 0,98 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

Рассматривая движение точки B вместе с точками A и O_2 (переносное движение) и относительно этих точек, получим векторные уравнения для определения ускорения точки B :

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^{\tau}}, \quad \overline{a_B} = \overline{a_{O_2}} + \overline{a_{BO_2}^n} + \overline{a_{BO_2}^{\tau}};$$

где $\overline{a_B}$ — абсолютное ускорение точки B ; $\overline{a_A}$ — ускорение точки A ; $\overline{a_{BA}^n}$ — нормальное ускорение в относительном движении точки B второго

звена, модуль нормального ускорения $\overline{a_{BA}^n} = \omega_2^2 l_{AB} = 2,9^2 \cdot 0,4 = 3,36 \text{ м/с}^2$, вектор нормального ускорения $\overline{a_{BA}^n}$ направлен по радиусу вращения AB ($\overline{a_{BA}^n} \parallel AB$) к центру вращения (точке A); $\overline{a_{BA}^\tau}$ — тангенциальное ускорение в относительном движении точки B , вектор тангенциального ускорения $\overline{a_{BA}^\tau} \perp AB$; $\overline{a_{O_2}}$ — ускорение точки O_2 , $\overline{a_{O_2}} = 0$; $\overline{a_{BO_2}^n}$ — нормальное ускорение в относительном движении точки B третьего звена, модуль нормального ускорения $\overline{a_{BO_2}^n} = \omega_3^2 l_{BO_2} = 4,4^2 \cdot 0,3 = 5,8 \text{ м/с}^2$; $\overline{a_{BO_2}^\tau}$ — тангенциальное ускорение в относительном движении точки B , вектор $\overline{a_{BO_2}^\tau} \perp BO_2$.

На плане ускорений вектор нормального ускорения $\overline{a_{BA}^n}$ отображен отрезком $\overline{an_1} = \overline{a_{BA}^n} / \mu_a = 3,36 / 0,98 = 3,42 \text{ мм}$ (рис. 2.3, в). Из конца вектора $\overline{an_1}$ проводим направление тангенциального ускорения $\overline{a_{BA}^\tau} \perp AB$. Ускорение точки $\overline{a_{O_2}} = 0$, поэтому направление нормального ускорения $\overline{a_{BO_2}^n} \parallel BO_2$ проводим из полюса плана ускорений p_a . Вектор нормального ускорения $\overline{a_{BO_2}^n}$ на плане ускорений изображен отрезком $p_a n_2 = \overline{a_{BO_2}^n} / \mu_a = 5,8 / 0,98 = 6 \text{ мм}$. Через точку n_2 вектора $\overline{p_a n_2}$ проводим отрезок, перпендикулярный BO_2 , до пересечения с направлением $\overline{a_{BA}^\tau}$. Точка b' пересечения этих линий, соединенная с полюсом p_a плана ускорений, образует вектор $\overline{p_a b'}$ абсолютного ускорения точки B .

Вычислим ускорение точки B : $\overline{a_B} = p_a b' \cdot \mu_a = 40,7 \cdot 0,98 = 40,0 \text{ м/с}^2$.

Вектор ускорения $\overline{p_a c'}$ точки C находим по правилу подобия из соотношения:

$$l_{CO_2} / l_{BO_2} = p_a c' / p_a b',$$

откуда

$$p_a c' = (p_a b' \cdot l_{CO_2}) / l_{BO_2} = (40,7 \cdot 0,5) / 0,3 = 67,8 \text{ мм}.$$

Абсолютное ускорение $a_C = p_a c' \cdot \mu_a = 67,8 \cdot 0,98 = 66,4 \text{ м/с}^2$.

Звено 4, соединенное с исполнительным звеном 5, совершает плоско-параллельное движение. Для точки D этого звена можно записать первое векторное уравнение

$$\overline{a_D} = \overline{a_C} + \overline{a_{DC}^n} + \overline{a_{DC}^\tau},$$

где $\overrightarrow{a_D}$ — ускорение точки D ; $\overrightarrow{a_C}$ — ускорение точки C ; a_{DC}^n — нормальное ускорение точки D во вращении звена 4 относительно точки C , по модулю равное $\overrightarrow{a_{DC}^n} = \omega_4^2 l_{CD} = 0,81^2 \cdot 0,5 = 0,33 \text{ м/с}^2$, $\overrightarrow{a_{DC}^n} \parallel DC$; $\overrightarrow{a_{DC}^\tau}$ — тангенциальное ускорение точки D во вращении звена 4 относительно точки C , $\overrightarrow{a_{DC}^\tau} \perp CD$.

Длина вектора $\overrightarrow{a_{DC}^n}$ на плане ускорений определится отрезком $c'n_3 = a_{DC}^n / \mu_A = 0,33 / 0,98 = 0,34 \text{ мм}$. Из точки c' плана ускорений проводим направление тангенциального ускорения $\overrightarrow{a_{DC}^\tau} \perp CD$.

Второе векторное уравнение, описывающее движение точки D исполнительного звена 5, запишется в виде

$$\vec{a}_D = \vec{a}_{D_X} + \vec{a}_{DD_X}^k + \vec{a}_{DD_X}^r,$$

где \vec{a}_{D_X} — ускорение точки D , принадлежащей направляющей $X-X$, $\vec{a}_{D_X} = 0$; $\vec{a}_{DD_X}^k$ — кориолисово ускорение точки D в движении относительно точки D_X , равное по модулю $a_{DD_X}^k = 2V_{DD_X} \cdot \omega_{X-X}$, направляющая $X-X$ неподвижна, поэтому угловая скорость $\omega_{X-X} = 0$ и кориолисово ускорение $\vec{a}_{DD_X}^k = 0$; $\vec{a}_{DD_X}^r$ — релятивное ускорение точки D в движении относительно точки D_X , релятивное ускорение $\vec{a}_{DD_X}^r$ направлено параллельно линии $X-X$.

Строим второе векторное уравнение. Из полюса p_a плана ускорений проводим направление релятивного ускорения $\vec{a}_{DD_X}^r \parallel X-X$ до пересечения с направлением тангенциального ускорения $\overrightarrow{a_{DC}^\tau} \perp CD$. Точка d' пересечения этих линий образует вектор $\overrightarrow{p_a d'}$ абсолютного ускорения точки D . Числовое значение $\overrightarrow{a_D} = (p_a d') \mu_A = 68,3 \cdot 0,98 = 70,0 \text{ м/с}^2$.

Определение ускорений центров масс звеньев производится с помощью теоремы подобия. Полные относительные ускорения точек механизма на плане ускорений представлены отрезками $a'b'$, $p_a c'$ и $c'd'$.

Положение точки s'_2 центра масс второго звена на плане ускорений найдем по методу подобия из соотношения $AS_2 / BS_2 = a's'_2 / b's'_2$. Вектор $\overrightarrow{p_a s'_2}$, исходящий из полюса плана ускорений, изображает абсолютное ускорение точки s'_2 . Числовое значение $a_{s_2} = (p_a s'_2) \mu_A = 35,5 \cdot 0,98 = 34,8 \text{ м/с}^2$.

Положение точки s'_3 центра масс третьего звена соответствует середине отрезка $p_a c'$. Абсолютное ускорение $a_{s_3} = (p_a s'_3)_{\mu_A} = 34,0 \cdot 0,98 = 33,3 \text{ м/с}^2$.

Ускорение — точка s'_4 центра масс четвертого звена определим по аналогии со вторым звеном. На плане ускорений точка s'_4 расположена посередине отрезка $c' d'$ и ускорение центра масс представлено вектором $p_a s'_4$. Абсолютное ускорение $\overline{a_{s_4}} = (p_a s'_4)_{\mu_A} = 67,0 \cdot 0,98 = 65,6 \text{ м/с}^2$.

Угловое ускорение второго звена вычислим по формуле

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^{\tau} / l_{AB} = (n_1 b')_{\mu_A} / l_{AB} = 48,2 \cdot 0,98 / 0,4 = 118,0 \text{ с}^{-2}.$$

Направление углового ускорения ε_2 определим, перенеся вектор $\overline{n_1 b'}$ в точку B второго звена (рис. 2.3, *a*). Угловое ускорение ε_2 направлено против часовой стрелки.

Аналогично вычислим угловое ускорение третьего звена:

$$\varepsilon_3 = a_{BO_2}^{\tau} / l_{BO_2} = (n_2 b')_{\mu_A} / l_{BO_2} = 40,3 \cdot 0,98 / 0,3 = 131,6 \text{ с}^{-2}.$$

Направление углового ускорения μ_3 найдем, перенеся вектор $\overline{n_2 b'}$ в точку B третьего звена. Угловое ускорение направлено против часовой стрелки.

Угловое ускорение четвертого звена определим по формуле $\varepsilon_4 = a_{DC}^{\tau} / l_{DC} = (c' d')_{\mu_A} / l_{DC} = 22,2 \cdot 0,98 / 0,5 = 43,5 \text{ с}^{-2}$. Направление углового ускорения ε_4 определим путем переноса вектора $c' d'$ в точку D четвертого звена. Угловое ускорение μ_4 направлено по часовой стрелке.

Начальное звено движется поступательно.

Пример 2.3. Выполнить кинематический анализ механизма пневмогидропривода для заданного положения (рис. 2.4, *a*).

Дано: Ведущее звено A (поршень 1) движется возвратно-поступательно. Скорость звена A постоянна, $V_A = 0,5 \text{ м/с}$. В рассматриваемом положении ведущее звено перемещается слева направо. Размеры звеньев: $l_{AB} = 0,33 \text{ м}$; стороны звена BCO , м: $l_{CB} = 0,176$; $l_{OB} = 0,098$; $l_{CO} = 0,11$; $l_{CD} = 0,3$.

Определить скорости и ускорения точек B, C, D, S_2, S_3, S_4 , а также угловые скорости и угловые ускорения звеньев.

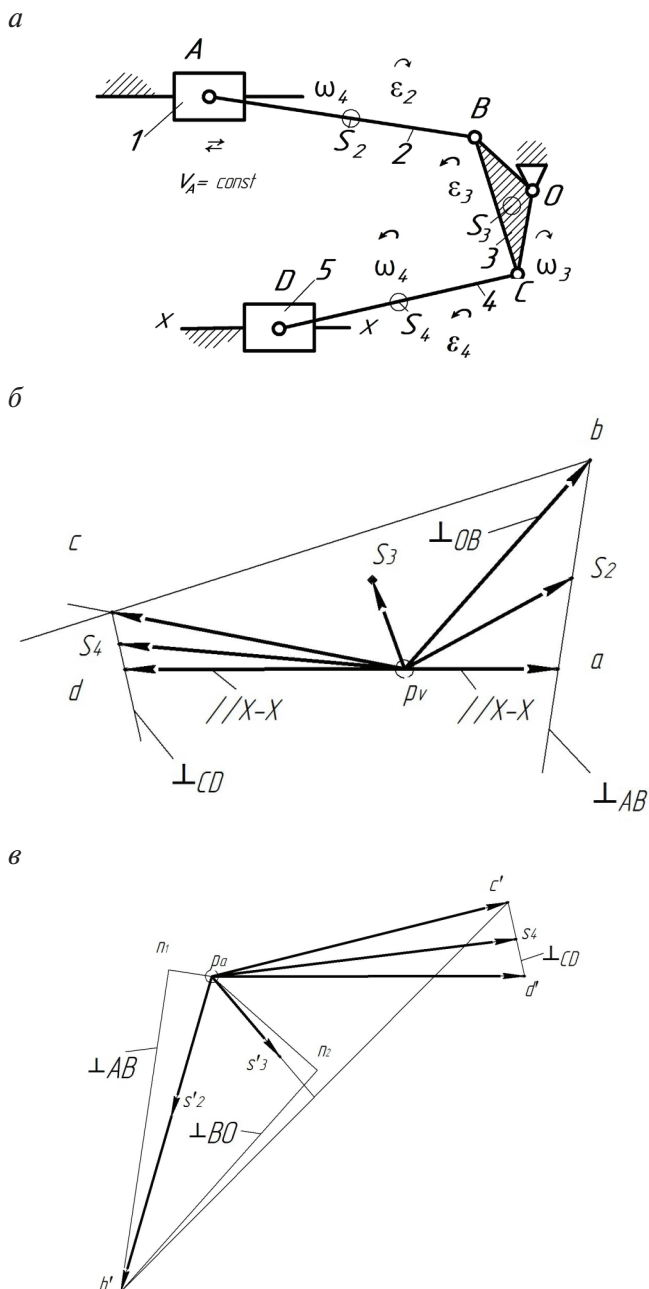


Рис. 2.4. Кинематический анализ механизма пневмогидропривода:

a — план механизма; $б$ — план скоростей; $в$ — план ускорений

Задача решается в общем виде. Структура механизма состоит из следующих звеньев: 1 — поршень (ползун 1); 2 — шатун; 3 — коромысло; 4 — шатун; 5 — исполнительное звено (ползун 2). Масштабный коэффициент плана положения механизма $\mu_l = 0,006$ м/мм.

Определение скоростей точек звеньев и угловых скоростей звеньев

Строим на плане скоростей вектор скорости \vec{V}_A . Из полюса плана скоростей откладываем длину вектора $p_V a = 25$ мм. Вектор $p_V a$ скорости точки A направлен параллельно оси $X-X$ направляющей ползуна (рис. 2.4, б). Определяем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = V_A / p_V a = 0,5 / 25 = 0,02 \text{ м/(с·мм)}.$$

Звено 2, соединенное с ведущим звеном 1, совершает плоскопараллельное движение. Звено 3 вращается вокруг точки O .

Составим векторные уравнения для определения скорости точки B :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad \vec{V}_B = \vec{V}_O + \vec{V}_{BO},$$

где \vec{V}_B — скорость точки B , \vec{V}_{BA} — скорость точки B во вращении звена 2 относительно точки A , $\vec{V}_{BA} \perp BA$; \vec{V}_O — скорость точки O , $\vec{V}_O = 0$; \vec{V}_{BO} — скорость точки B во вращении звена 3 относительно точки O , $\vec{V}_{BO} \perp BO$.

На плане скоростей (рис. 2.4, б) через точку a вектора $p_V a$ откладываем направление скорости \vec{V}_{BA} . Скорость точки $\vec{V}_O = 0$, поэтому направление относительной скорости \vec{V}_{BO} проводим из полюса плана скоростей p_V до пересечения с направлением скорости \vec{V}_{BA} в точке b . Вектор $p_V b$ изображает скорость точки B . Абсолютная скорость точки B :

$$\vec{V}_B = \mu_V (p_V b) = 0,02 \cdot 46 = 0,92 \text{ м/с}.$$

Положение точки s_2 на плане скоростей найдем по принципу подобия из соотношения $AS_2 / BS_2 = as_2 / bs_2$. Скорость центра масс второго звена

$$V_{s_2} = (p_V s_2) \mu_V = 31 \cdot 0,02 = 0,62 \text{ м/с}.$$

Угловая скорость второго звена

$$\omega_2 = V_{BA} / l_{AB} = (ab) \mu_V / l_{AB} = 34 \cdot 0,02 / 0,33 = 2,06 \text{ с}^{-1}.$$

Направление угловой скорости определим, мысленно перенеся вектор \overline{ab} с плана скоростей в точку B второго звена. Угловая скорость ω_2 направлена против часовой стрелки (рис. 2.4, *a*). Угловая скорость третьего звена

$$\omega_3 = V_{BO} / l_{BO} = (p_V b) \mu_V / l_{BO} = 46 \cdot 0,02 / 0,098 = 9,39 \text{ с}^{-1}.$$

Направление угловой скорости определим, перенеся вектор $\overline{p_V b}$ в точку B третьего звена. Угловая скорость ω_3 направлена по часовой стрелке.

Скорость точки C третьего звена найдем по принципу подобия. На плане скоростей векторы относительных скоростей точек этого звена (рис. 2.4, *б*) образуют фигуру, подобную треугольнику BOC . Положение вершины C треугольника boc на плане определилось после обхода контура boc в направлении ω_3 , начиная от точки O , совпадающей с полюсом плана.

Центр масс третьего звена расположен на пересечении медиан. На плане скоростей точка s_3 расположена на пересечении медиан треугольника boc , а скорость центра масс V_{S_3} соответствует вектору $p_V s_3$. Измерив длину этого вектора, определим скорость центра масс третьего звена

$$V_{S_3} = (p_V s_3) \mu_V = 15 \cdot 0,02 = 0,3 \text{ м/с}.$$

Звено 4 совершает плоскопараллельное движение. Ползун D движется вдоль неподвижной направляющей $X-X$. Составим векторные уравнения для определения скорости точки D :

$$\overline{V_D} = \overline{V_C} + \overline{V_{DC}}, \quad \overline{V_D} = \overline{V_{D_X}} + \overline{V_{DD_X}},$$

где $\overline{V_D}$ — абсолютная скорость точки D ; $\overline{V_C}$ — скорость точки C ; $\overline{V_{DC}}$ — скорость точки D во вращении звена 4 относительно точки C , относительная скорость $\overline{V_{DC}} \perp DC$; $\overline{V_{D_X}}$ — скорость точки D , принадлежащей неподвижной направляющей, $\overline{V_{D_X}} = 0$; $\overline{V_{DD_X}}$ — скорость точки D относительно точки D_X , вектор относительной скорости $\overline{V_{DD_X}} \parallel X-X$.

На плане скоростей (рис. 2.4, *б*) через точку c вектора $\overline{p_V c}$ откладываем направление скорости $\overline{V_{DC}} \perp DC$. Скорость точки $V_{D_X} = 0$, поэтому из полюса p_V проводим линию $\parallel X-X$. Точка d пересечения этих ли-

ний образует вектор абсолютной скорости $\overline{p_V d}$. Скорость $V_D = (p_V d)\mu_V = 46 \cdot 0,02 = 0,92$ м/с.

Скорость центра масс S_4 звена DC вычислим по формуле

$$V_{S_4} = (p_V S_4)\mu_V = 47 \cdot 0,02 = 0,94 \text{ м/с.}$$

Угловая скорость звена DC :

$$\omega_4 = V_{DC} / l_{DC} = (cd)\mu_V / l_{AB} = 9 \cdot 0,02 / 0,3 = 0,6 \text{ с}^{-1}.$$

Направление угловой скорости ω_4 определяет вектор \overline{cd} . Угловая скорость ω_4 направлена против часовой стрелки (рис. 2.4, а).

Определение ускорений точек звеньев и угловых ускорений звеньев

Звено 2, соединенное с ведущим звеном 1, совершает плоскопараллельное движение. Звено 3 вращается вокруг неподвижной точки O .

Составим векторные уравнения для определения ускорения точки B :

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t}, \quad \overline{a_B} = \overline{a_O} + \overline{a_{BO}^n} + \overline{a_{BO}^t},$$

где $\overline{a_B}$ — абсолютное ускорение точки B ; $\overline{a_A}$ — ускорение точки A ; $\overline{a_{BA}^n}$ — нормальное ускорение в относительном движении точки B второго звена, модуль нормального ускорения $\overline{a_{BA}^n} = \omega_2^2 l_{AB} = 2,06^2 \cdot 0,33 = 1,4$ м/с², вектор нормального ускорения $\overline{a_{BA}^n}$ направлен по радиусу вращения AB ($\overline{a_{BA}^n} \parallel AB$) к центру вращения (точке A); $\overline{a_{BA}^t}$ — тангенциальное ускорение в относительном движении точки B , вектор тангенциального ускорения $\overline{a_{BA}^t} \perp AB$; $\overline{a_O}$ — ускорение точки O , $\overline{a_O} = 0$; $\overline{a_{BO}^n}$ — нормальное ускорение в относительном движении точки B третьего звена, модуль нормального ускорения $\overline{a_{BO}^n} = \omega_3^2 l_{OB} = 9,39^2 \cdot 0,098 = 8,64$ м/с², $\overline{a_{BO}^t}$ — тангенциальное ускорение в относительном движении точки B , вектор $\overline{a_{BO}^t} \perp BO$.

Ведущее звено A (поршень 1) движется возвратно-поступательно с постоянной скоростью $\overline{V_A} = \text{const}$, ускорение точки A ползуна $\overline{a_A} = 0$. Начало вектора нормального ускорения $\overline{a_{BA}^n}$ находится в полюсе плана ускорений p_a . Строим вектор нормального ускорения $\overline{a_{BA}^n}$ в виде от-

резка $p_a n_1$, равного 10 мм (рис. 2.4, в). Масштабный коэффициент плана ускорений

$$\mu_a = a_{BA}^n / p_a n_1 = 1,4 / 10 = 0,14 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

Через точку n_1 вектора $\overline{p_a n_1}$ проводим направление тангенциального ускорения $\overline{a_{BA}^t} \perp AB$. Ускорение точки $\overline{a_O} = 0$, поэтому направление нормального ускорения $\overline{a_{BO}^n} \parallel BO$ проводим из полюса плана ускорений p_a . Вектор нормального ускорения $\overline{a_{BO}^n}$ на плане ускорений изображен отрезком $p_a n_2 = \overline{a_{BO}^n} / \mu_a = 8,64 / 0,14 = 62 \text{ мм}$. Через точку n_2 вектора $\overline{p_a n_2}$ проводим отрезок, перпендикулярный BO , до пересечения с направлением $\overline{a_{BA}^t}$. Точка b' пересечения этих линий, соединенная с полюсом p_a плана ускорений, образует вектор $\overline{p_a b'}$ абсолютного ускорения точки B .

Ускорение точки B $\overline{a_B} = (p_a b') \mu_a = 75 \cdot 0,14 = 10,5 \text{ м/с}^2$.

Угловое ускорение второго звена:

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{AB} = (n_1 b') \mu_a / l_{AB} = 75 \cdot 0,14 / 0,33 = 31,8 \text{ с}^{-2}.$$

Направление углового ускорения ε_2 определим, перенеся вектор $\overline{n_1 b'}$ в точку B второго звена (рис. 2.4, а). Угловое ускорение ε_2 направлено по часовой стрелке.

Аналогично вычислим угловое ускорение третьего звена:

$$\varepsilon_3 = a_{BO}^t / l_{OB} = (n_2 b') \mu_a / l_{OB} = 68 \cdot 0,14 / 0,098 = 97,0 \text{ с}^{-2}.$$

Направление углового ускорения ε_3 определено после переноса вектора $\overline{n_2 b'}$ в точку B третьего звена. Угловое ускорение ε_3 направлено по часовой стрелке.

Ускорение точки C третьего звена определим методом подобия. На плане ускорений векторы полных относительных ускорений точек этого звена образуют фигуру, подобную звену BOC , т. е. $\Delta BOC \sim \Delta b'c'o'$. Положение вершины c' треугольника $b'o'c'$ на плане определилось после обхода его контура в направлении ε_3 , начиная от точки o' , совпадающей с полюсом плана. Вектор $p_a c'$, исходящий из полюса плана ускорений, изображает абсолютное ускорение. Ускорение точки C :

$$\overline{a_C} = p_a c' \cdot \mu_a = 70 \cdot 0,14 = 9,8 \text{ м/с}^2.$$

Ускорения центров масс S_2 и S_3 находятся методом подобия. Положение точки s'_2 на плане ускорений определим по методу подобия из соотношения $AS_2 / BS_2 = a's'_2 / b's'_2$. На плане ускорений вектор $p_a s'_2$ изображает абсолютное ускорение центра масс S_2 . Ускорение центра масс второго звена:

$$a_{s_2} = (p_a s'_2) \mu_A = 34 \cdot 0,14 = 4,76 \text{ м/с}^2.$$

Положение точки s'_3 на плане ускорений находится на пересечении медиан $\Delta b'c'p_a$. Ускорение центра масс третьего звена:

$$a_{s_3} = (p_a s'_3) \mu_A = 24 \cdot 0,14 = 3,36 \text{ м/с}^2.$$

Звено 4, соединенное с исполнительным звеном 5, совершает плоско-параллельное движение. Для точки D этого звена можно записать первое векторное уравнение

$$\overrightarrow{a_D} = \overrightarrow{a_C} + \overrightarrow{a_{DC}^n} + \overrightarrow{a_{DC}^t},$$

где $\overrightarrow{a_D}$ — ускорение точки D ; $\overrightarrow{a_C}$ — ускорение точки C ; a_{DC}^n — нормальное ускорение точки D во вращении звена 4 относительно точки C , по модулю равное $\overrightarrow{a_{DC}^n} = \omega_4^2 l_{CD} = 0,6^2 \cdot 0,11 = 0,04 \text{ м/с}^2$, $\overrightarrow{a_{DC}^n} \parallel DC$; $\overrightarrow{a_{DC}^t}$ — тангенциальное ускорение точки D во вращении звена 4 относительно точки C , $\overrightarrow{a_{DC}^t} \perp CD$.

Длина вектора $\overrightarrow{a_{DC}^n}$ на плане ускорений определится отрезком $c'n_3 = a_{DC}^n / \mu_A = 0,04 / 0,14 = 0,29 \text{ мм}$.

Из точки c' плана ускорений проводим направление тангенциального ускорения $\overrightarrow{a_{DC}^t} \perp CD$.

Второе векторное уравнение, описывающее движение точки D исполнительного звена 5, запишется в виде

$$\vec{a}_D = \vec{a}_{D_X} + \vec{a}_{DD_X}^k + \vec{a}_{DD_X}^r,$$

где \vec{a}_{D_X} — ускорение точки D , принадлежащей направляющей $X-X$, $\vec{a}_{D_X} = 0$; $\vec{a}_{DD_X}^k$ — кориолисово ускорение точки D в движении относительно точки D_X , равное по модулю $a_{DD_X}^k = 2V_{DD_X} \cdot \omega_{X-X}$, направляющая $X-X$ неподвижна, поэтому угловая скорость $\dot{\omega}_{X-X} = 0$ и кориолисово уско-

рение $a_{DDX}^k = 0$; \vec{a}_{DDX}^r — релятивное ускорение точки D в движении относительно точки D_X , релятивное ускорение \vec{a}_{DDX}^r направлено параллельно линии $X-X$.

Строим второе векторное уравнение. Из полюса p_a плана ускорений проводим направление релятивного ускорения $\vec{a}_{DDX}^r \parallel X-X$ до пересечения с направлением тангенциального ускорения $\vec{a}_{DC}^t \perp CD$. Точка d' пересечения этих линий образует вектор $\overline{p_a d'}$ абсолютного ускорения точки D . Числовое значение $\overline{a_d} = (p_a d')\mu_A = 72 \cdot 0,14 = 10,0 \text{ м/с}^{-2}$.

Положение точки s'_4 определим по принципу подобия из соотношения $DS_4 / S_4C = d's_4 / s_4c'$. Вектор $\overline{p_a s_4}$, исходящий из полюса плана ускорений, изображает абсолютное ускорение точки s_4 . Ускорение центра масс четвертого звена $\overline{a_{s_4}} = (p_a s_4)\mu_A = 70,4 \cdot 0,14 = 9,8 \text{ м/с}^{-2}$.

Угловое ускорение четвертого звена:

$$\varepsilon_4 = a_{DC}^t / l_{DC} = (c'd')\mu_A / l_{DC} = 17 \cdot 0,14 / 0,3 = 8,0 \text{ с}^{-2}.$$

Направление углового ускорения ε_4 определим, перенося вектор $c'd'$ в точку D четвертого звена (рис. 2.4, *a*). Углового ускорения ε_4 направлено против часовой стрелки.

3. Кинематический анализ механизмов методом кинематических диаграмм

3.1. Теоретические основы методики построения диаграмм

При кинематическом анализе механизмов возникает необходимость проводить исследование за полный цикл движения механизма, т.е. во времени. Для этого исследование перемещений, скоростей и ускорений ведется для ряда положений механизма, достаточно близко отстоящих друг от друга. По полученным значениям кинематических величин (положений, скоростей, ускорений) могут быть построены графики, которые носят название **кинематических диаграмм**.

Учитывая, что перемещения, скорости и ускорения находятся в строгой математической зависимости, достаточно иметь одну исходную диаграмму, а остальные получать методом графического дифференцирования или интегрирования. В свою очередь, графическое дифференцирование и интегрирование можно осуществить двумя методами:

- методом хорд;
- методом касательных.

Рассмотрим только метод хорд. Он основан на том, что в течение достаточно малого интервала времени производная величина (например, скорость по отношению к перемещению) принимается изменяющейся по прямолинейному закону и среднее ее значение для этого интервала совпадает с истинным значением для середины интервала.

Первым этапом этого метода является построение плана механизма в нескольких положениях. В рассматриваемом варианте этих положений восемь. Требуется построить диаграмму перемещений и скорости ползуна D. В качестве примера используем механизм

сталкивателя (рис. 2.3, *a*) с теми же параметрами. Построение плана выполняется в масштабе $\mu_l = 0,0066$ м/мм с использованием метода за-сечек [2], начиная с крайнего положения, соответствующего началу рабочего хода.

Крайние положения в большинстве случаев соответствуют установке ведущего и присоединенного к нему второго звена в одну линию. При этом звенья либо складываются, либо раскладываются.

3.2. Пример построения кинематических диаграмм

На рис. 3.1 крайние положения звеньев механизма выделены жирными линиями. Начало хода, т. е. первое крайнее положение, соответствует A_0 кривошипа OA . Второе звено заняло положение AB , выстроившись с OA в одну линию. Начиная с A_0 , траектория точки A разбивается на 8 равных частей, нумерация которых следует направлению вращения кривошипа. Восьмое положение совпадает с A_0 . Второе крайнее положение, определяющее конец рабочего хода, соответствует A'_3 .

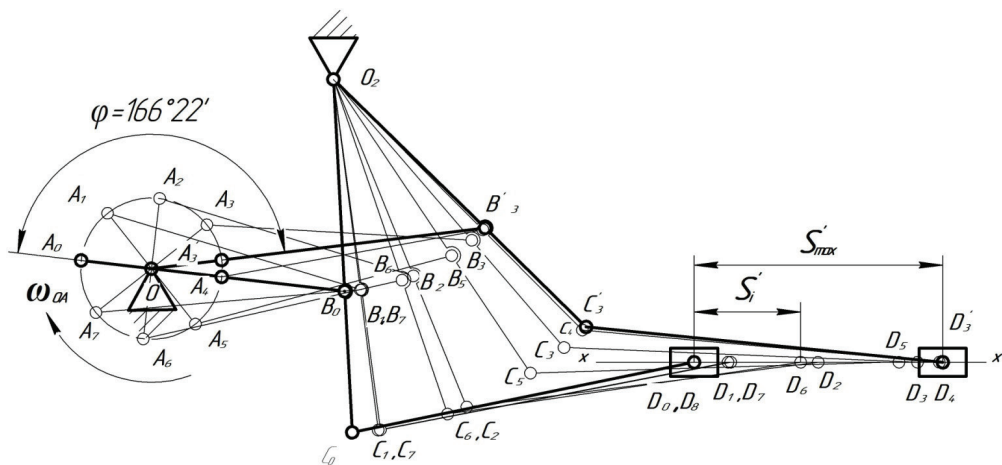


Рис. 3.1 План положений механизма сталкивателя, $\mu_l = 0,0066$ м/мм, $\omega_{OA} = 21$ с⁻¹

Рабочий ход ползуна на схеме обозначен S'_{\max} , произвольное положение точки D ползуна обозначено S'_i .

Действительное значение хода $S_{\max} = S'_i \mu_l = 52,7 \cdot 0,0066 = 0,348$ м. В каждом положении ход определяется как $S_i = S'_i \mu_l$, а вычисленные значения заносятся в табличную форму.

Величина хода ползуна в зависимости от номера положения

Номер положения	0 и 8	1	2	3	3'	4	5	6	7
Величина хода, м	0	0,051	0,174	0,312	0,353	0,343	0,286	0,149	0,047

Диаграмма перемещения ползуна строится в прямоугольной системе координат типа $S = S(T)$, где S — координата точки D в соответствующем положении, T — время внутри цикла. Под временем цикла понимается время, в течение которого кривошип описывает угол, начиная от первого крайнего положения. Время одного цикла $T_{\text{ц}} = 2\pi / \omega_{OA} = 2\pi / 21 = 0,30$ с.

Горизонтальная ось принятой системы координат является осью времени T . Длина участка, соответствующего времени цикла на этой оси, задается в пределах 180...200 мм.

В рассматриваемом примере $l_T = 180$ мм, масштабный коэффициент времени $\mu_T = T_{\text{ц}} / l_T = 0,30 / 180 = 0,0017$ с/мм. Участок времени разбиваем на 8 равных частей и нумеруем положения от 0 до 8 (рис. 3.2). Конец рабочего хода определяется углом $\varphi = 166^\circ 22'$ (рис. 3.1), что соответствует максимальному удалению ползуна D от крайнего положения. Время достижения величины хода

$$S_{\max} \cdot T_{\max} = \varphi / \omega_{OA},$$

где $\varphi = \pi n / 180^\circ = \pi \cdot 166^\circ 22' / 180^\circ = 2,9$ рад, откуда

$$T_{\max} = 2,9 / 21 = 0,138 \text{ с.}$$

На оси времени это соответствует отрезку $0-3'$, длина которого $l_{0-3} = T_{\max} / \mu_T = 0,138 / 0,0017 = 81,2$ мм.

Максимальный ход ползуна S_{\max} отображен ординатой $Y_{\max} = 75$ мм, что соответствует масштабу $\mu_S = S_{\max} / Y_{\max} = 0,348 / 75 = 0,0047$ м/мм.

Ордината перемещения в каждом положении составит, мм:

$$Y_i = S_i / \mu_S.$$

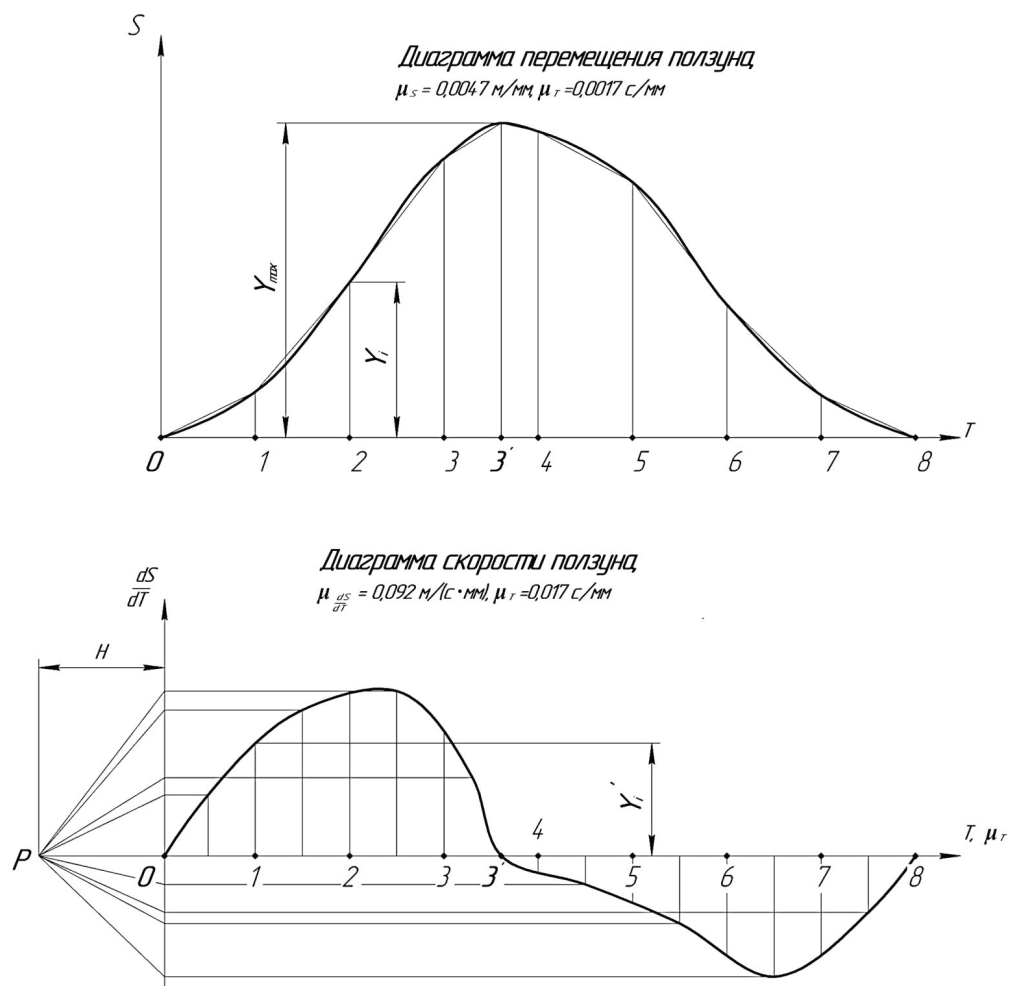


Рис. 3.2. Кинематические диаграммы движения ползуна

График перемещения образуется путем соединения концов ординат плавной кривой.

Диаграмма скорости ползуна строится в прямоугольных координатах $dS / dT = f(T)$ под диаграммой $S = S(T)$. При этом применяется метод графического дифференцирования, изложенный в [1, 2], называемый методом хорд.

Ось времени разбивается на такие же отрезки, как и на предыдущей диаграмме, масштаб времени μ_T сохраняется. Кроме того, ось T продолжается влево от вертикальной оси на величину H , называемую полюсным расстоянием.

Полюсное расстояние принимается длиной 25...50 мм. В рассматриваемом примере $H = 30$ мм. Конец оси обозначается латинской буквой P и называется полюсом диаграммы.

На диаграмме $S = S(T)$ концы ординат соединяются хордами. Участки оси времени разбиваются пополам и из середин восстанавливаются ординаты. Начиная с первого участка (0–1), через полюс P проводится отрезок, параллельный хорде до пересечения с вертикальной осью. Через точку пересечения проводится другой отрезок до середины соответствующего участка, параллельный оси времени.

На рис. 3.2 все указанные построения в виде прямолинейных отрезков выполнены тонкими линиями. Масштаб диаграммы $dS / dT = f(T)$:

$$\mu_{dS/dT} = \mu_S / (H\mu_T) = 0,0047 / (30 \cdot 0,0017) = 0,092 \text{ м/(с·мм)},$$

где H — полюсное расстояние.

Значения скорости в каждом положении вычисляются по формуле

$$V_i = Y'_i \mu_{dS/dT},$$

где Y'_i — длина ординаты на диаграмме, мм: $dS / dT = f(T)$.

Результаты вычисления скорости ползуна в различных положениях сведены в табличную форму.

Величина скорости ползуна в зависимости от номера положения

Номер положения	0 и 8	1	2	3	3'	4	5	6	7
Скорость, м/с	0	2,47	3,62	2,74	0	0,37	1,06	2,19	2,18

На основе расчетных данных кинематических величин можно сравнить результаты, полученные методом кинематических диаграмм и методом планов.

В заключение отметим, что метод планов скоростей и ускорений позволяет определить скорости и ускорения всех точек звеньев в одном конкретном положении. Метод же кинематических диаграмм дает возможность определить кинематические параметры во всех положениях, но для одной точки механизма.

4. Силовой анализ рычажных механизмов

Силовой анализ является частью динамического анализа механизма.

Движение механизма происходит под действием приложенных сил. При этом силы по своей физической природе могут быть самые разнообразные:

- технологические нагрузки (силы, для преодоления которых предназначен механизм);
- силы тяжести звеньев;
- силы инерции;
- силы трения;
- силы упругости.

Естественно, что рассматривая действующие силы, мы в равной степени должны учитывать и моменты, создаваемые этими силами. Под действием сил активных возникают силы реактивные — реакции в кинематических парах.

4.1. Теоретические основы методики силового анализа

Цель силового анализа — определение внешних сил (активных и инерций), действующих на звенья механизма, а также сил взаимодействия между звеньями (реакций в кинематических парах) в число которых входит и уравнивающая сила (момент).

Число уравнивающих сил равно числу степеней подвижности механизма. Уравнивающие силы приложены к начальным звеньям.

Основной принцип, применяемый в силовом расчете, — принцип Даламбера, согласно которому, если к звеньям механизма помимо активных сил приложить еще и силы инерции, то систему можно рассма-

тривать, как статическую, и к ней применимы уравнения статики. Такой статически определимой системой для рычажного механизма будет являться группа с нулевой степенью подвижности — группа Ассура.

Силовой анализ следует начинать с группы Ассура, наиболее удаленной от ведущего звена, в противном случае число неизвестных превысит число уравнений статики для данной задачи.

Вычисление инерционных сил. В данной работе рассматриваются только плоские механизмы, в которых звенья движутся в плоскостях, параллельных некоторой плоскости. Система инерционных сил будет плоской.

Силы инерции можно привести к главному вектору \vec{F}_i и главному моменту $M_{и_i}$:

$$\vec{F}_i = -m_i a_{S_i}; \quad M_{и_i} = -I_{S_i} \varepsilon_i,$$

где m_i — масса i -го звена; a_{S_i} — ускорение центра S масс i -го звена; I_{S_i} — момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости движения (центральный момент инерции i -го звена); ε_i — угловое ускорение i -го звена.

Знак минус в формулах означает, что сила инерции \vec{F}_i направлена против ускорения a_{S_i} (момент сил $M_{и_i}$ — против углового ускорения ε_i).

Схема инерционной нагрузки звена, совершающего плоскопараллельное движение, представлена на рис. 4.1.

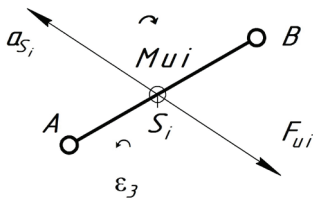


Рис. 4.1. Схема инерционной нагрузки звена

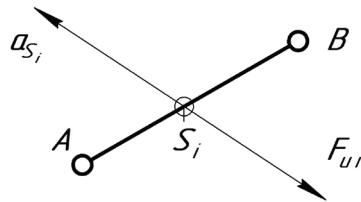


Рис. 4.2. Схема инерционной нагрузки звена при поступательном движении

При поступательном движении инерционная нагрузка на звено приложена в центре масс:

$$F_i = -m_i a_{S_i},$$

где F_i — сила инерции i -го; m_i — масса i -го звена; a_{S_i} — ускорение центра S масс i -го звена. Сила инерции F_i направлена противоположно ускорению центра масс a_{S_i} .

Схема инерционной нагрузки при поступательном движении звена представлена на рис. 4.2.

Для вращательного движения звена вокруг оси, проходящей через центр масс (рис. 4.3, а), инерционные составляющие приводятся к главному моменту

$$M_{и_i} = -I_{S_i} \varepsilon_i,$$

где I_{S_i} — центральный момент инерции i -го звена; ε_i — угловое ускорение i -го звена. Момент инерции $M_{и_i}$ направлен противоположно угловому ускорению.

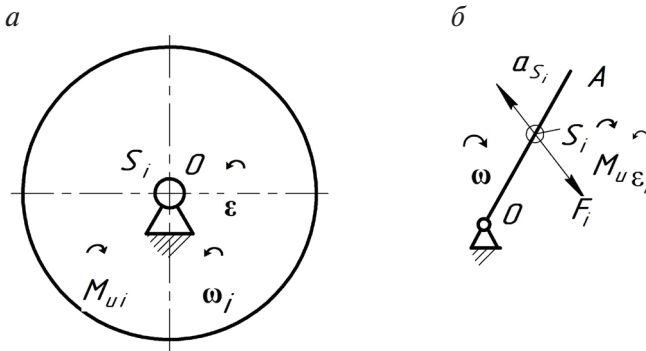


Рис. 4.3. Схема инерционной нагрузки звена при вращательном движении:
а — звено вращается вокруг оси, проходящей через его центр масс; б — звено вращается
вокруг оси, не проходящей через его центр масс

В случае вращательного движения звена вокруг оси, не проходящей через центр масс (рис. 4.3, б), инерционные нагрузки приводятся к главному вектору F_i и главному моменту $M_{и_i}$:

$$F_i = -m_i a_{S_i}; \quad M_{и_i} = -I_{S_i} \varepsilon_i,$$

где m_i — масса i -го звена; a_{S_i} — ускорение центра тяжести; I_{S_i} — центральный момент инерции i -го звена; ε_i — угловое ускорение i -го звена.

Сила инерции F_i направлена противоположно ускорению центра масс a_{S_i} , а момент инерции $M_{и_i}$ — противоположно угловому ε_i .

4.2. Примеры выполнения силового анализа

Пример 4.1. Выполнить силовой анализ механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с прицепным шатуном для заданного положения (рис. 4.4, *a*).

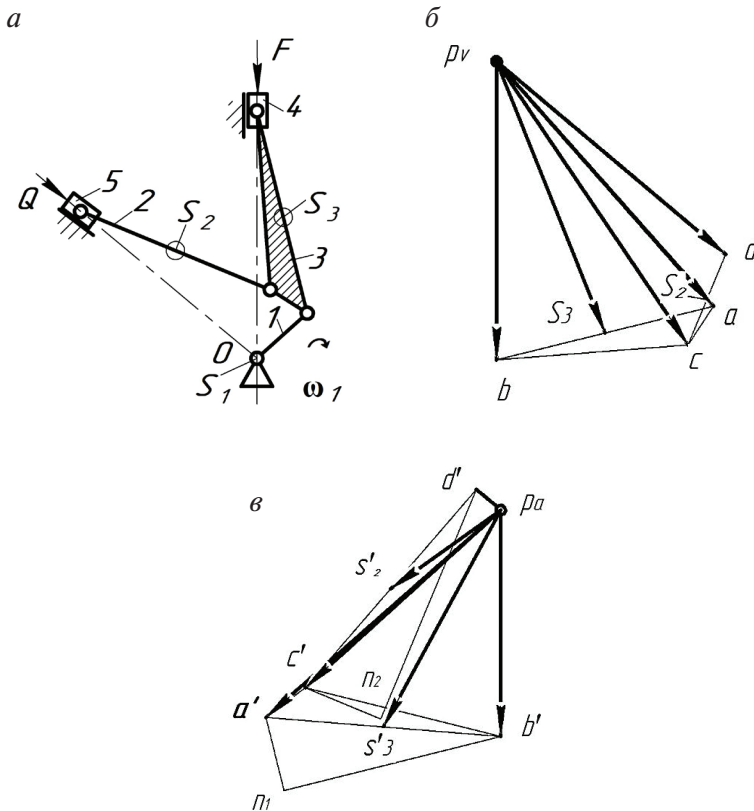


Рис. 4.4. Кинематический анализ механизма двигателя внутреннего сгорания с прицепным шатуном:

a — план механизма; *b* — план скоростей; *v* — план ускорений

Исходные данные: усилия F , Q , приложенные к ползунам B и D ; массы звеньев; положения центров тяжести S_1 (совпадает с точкой O), S_2 , S_3 ; моменты инерции масс I_{S_1} , I_{S_2} , I_{S_3} относительно осей, проходящих через центры тяжести.

Определить с учетом инерционных усилий давления в кинематических парах (реакции) и уравнивающий момент, приложенный к кривошипу OA .

Задача решается в общем виде без учета сил тяжести. Схема механизма двигателя внутреннего сгорания с прицепным шатуном состоит из следующих звеньев: 1 — кривошип (коленчатый вал), 2 — шатун, 3 — шатун, 4 — ползун (поршень), 5 — ползун (поршень).

Структурные составляющие рассматриваемого механизма: 1 — начальное звено или механизм I класса; группа Ассура 2-го класса, 2-го вида, 2-го порядка, включающая звенья 2 и 4; группа Ассура 2-го класса, 2-го вида, 2-го порядка, образованная звеньями 3 и 5.

Общая методика силового анализа: расчет следует проводить по структурным группам, начиная с наиболее удаленной от начального звена и заканчивая механизмом 1-го класса. Таким образом, силовой расчет проводится в порядке, обратном кинематическому анализу.

Выполнение кинематического анализа производится по методике, изложенной в разделе 2. Строим план скоростей (рис. 4.4, б) с учетом масштабного коэффициента μ_v и план ускорений (рис. 4.4, в) с использованием масштабного коэффициента μ_a .

Вычисляем инерционные нагрузки. Для звена 1 сила инерции $F_{и1} = 0$, так как точка S_1 совпадает с центром вращения O ; момент инерции $M_{и1} = 0$, поскольку $\omega_1 = \text{const}$. Для звена 2 сила инерции $F_{и2} = -m_2 a_{s_2}$ направлена в сторону, противоположную вектору ускорения центра тяжести \vec{a}_{s_2} ; момент инерции $M_{и2} = -I_{s_2} \varepsilon_2$ и направлен противоположно угловому ускорению ε_2 . Для звена 3 сила инерции $F_{и3} = -m_3 a_{s_3} = -m_3 p_a s'_3 \mu_A$ и направлена в сторону, противоположную вектору ускорения a_{s_3} ; момент инерции $M_{и3} = -I_{s_3} \varepsilon_3$ и направлен противоположно угловому ускорению ε_3 . Для звена 4 сила инерции $F_{и4} = -m_3 a_B = -m_4 p_a b' \mu_A$ и направлена в противоположную сторону вектору ускорения a_B . Для звена 5 сила инерции $F_{и5} = -m_3 a_B = -m_4 p_a d' \mu_A$ и направлена в сторону, противоположную вектору ускорения \vec{a}_D .

Силовой анализ начинается с группы Ассура, наиболее удаленной от ведущего звена, которой является диада $CD-D$ (рис. 4.5). На звенья этой группы действуют известные по величине и направлению внешняя нагрузка \vec{Q} , силы инерции $\vec{F}_{и2}$ и $\vec{F}_{и5}$, момент инерции $M_{и2}$. Диаду $CD-D$ освобождаем от связей и прикладываем в кинематической паре D реакцию направляющей \vec{R}_{0-5} , а в кинематической паре C

реакцию \vec{R}_{3-2} . Реакция \vec{R}_{0-5} направлена перпендикулярно направляющей. Реакцию \vec{R}_{3-2} раскладываем на две взаимно перпендикулярные составляющие: тангенциальную $\vec{R}_{3-2}^{\tau} \perp CD$ и нормальную $\vec{R}_{3-2}^n \parallel CD$. Расчетная схема диады $CD-D$ с учетом масштабного коэффициента μ_l представлена на рис. 4.5, а.

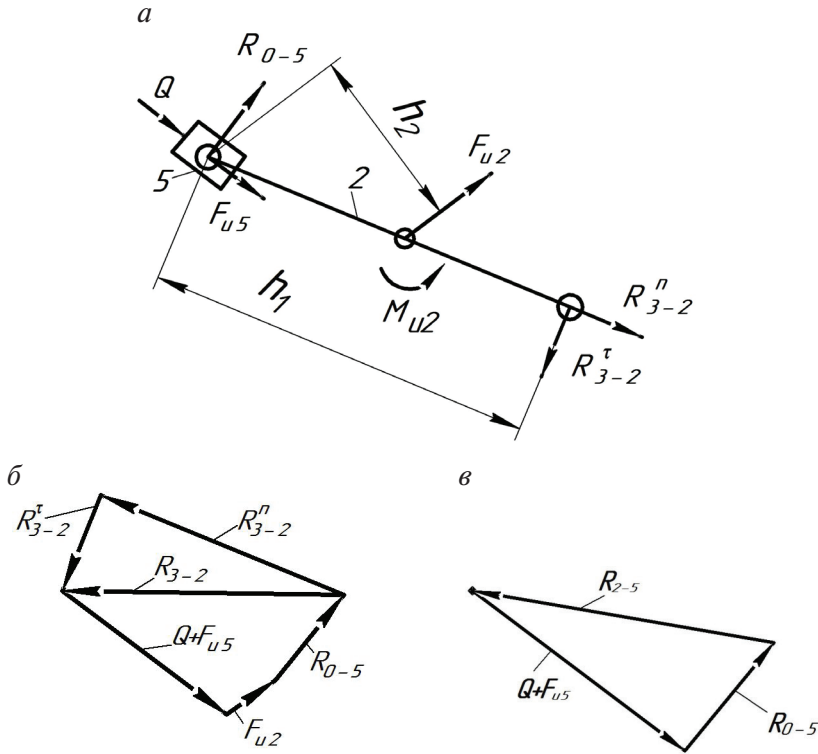


Рис. 4.5. Силовой анализ диады $CD-D$:

а — расчетная схема структурной группы; б — план сил структурной группы;
в — план сил звена 5

Метод кинетостатики основан на принципе Даламбера. Для выполнения силового анализа составим уравнение равновесия звена 2. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки D :

$$\sum_{i=1}^n M_D(\vec{F}_i) = -R_{3-2}^{\tau} h_1 \mu_l + M_{u2} + F_{u2} h_2 \mu_l = 0,$$

где h_1 — плечо силы R_{3-2}^{τ} , $h_1 = AB$; h_2 — плечо силы F_{u2} .

Значение тангенциальной составляющей реакции в кинематической паре C :

$$R_{3-2}^{\tau} = (F_{и2} h_2 \mu_l + M_{и2}) / (h_1 \mu_l).$$

Уравнение равновесия структурной группы

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{3-2}^n + \vec{R}_{3-2}^{\tau} + \vec{Q} + \vec{F}_{и5} + \vec{F}_{и2} + \vec{R}_{0-5} = 0.$$

Графическое изображение векторных уравнений равновесия структурных групп или звеньев называется планом сил. Многоугольник сил является замкнутым.

Масштабный коэффициент плана сил выразим через значение силы Q , задав длину этого вектора в миллиметрах: $\mu_F = Q / l_Q$. Длину векторов плана сил диады определим по формуле $l_{F_i} = F_i / \mu_F$.

В векторном уравнении равновесия группы неизвестны величины сил \vec{R}_{0-5} и \vec{R}_{3-2}^n , но заданы их направления: \vec{R}_{0-5} перпендикулярна направляющей и $\vec{R}_{3-2}^n \parallel CD$. Этими векторами будет замкнут план сил диады $CD-D$.

Построение плана сил (4.5, б) выполняется геометрическим сложением векторов в соответствии с направлением этих сил на расчетной схеме. Откладываем из произвольной точки последовательно все известные силы, начиная с вектора \vec{R}_{3-2}^{τ} и заканчивая вектором $\vec{F}_{и2}$. Точка пересечения направлений реакций \vec{R}_{0-5} и \vec{R}_{3-2}^n определяет величину этих векторов. На плане сил строим равнодействующую $\vec{R}_{3-2} = \vec{R}_{3-2}^{\tau} + \vec{R}_{3-2}^n$.

Действительные значения искомых сил \vec{R}_{0-5} и \vec{R}_{3-2} вычисляем по формуле $F_i = l_{F_i} \mu_F$.

Реакция во вращательной кинематической паре D определяется из условия равновесия звена 5:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{Q} + \vec{F}_{и5} + \vec{R}_{0-5} + \vec{R}_{2-5} = 0.$$

Замыкающим вектором в уравнении является вектор \vec{R}_{2-5} . План сил звена 5 строим с учетом того же масштабного коэффициента μ_F (4.5, в). Измерив длину вектора $l_{F_{2-5}}$ на плане, вычислим истинное значение реакции $\vec{R}_{2-5} = l_{F_{2-5}} \mu_F$.

Силовой анализ диады $ACB-B$ выполняется аналогично выше изложенному силовому расчету диады $CD-D$.

На диаду $ACB-B$ (рис. 4.6) действуют следующие силы: технологическая нагрузка \vec{F} , реакция направляющей \vec{R}_{0-4} , силы инерции $\vec{F}_{и4}$ и $\vec{F}_{и3}$, момент инерции $M_{и3}$, реакция $\vec{R}_{2-3} = -\vec{R}_{3-2}$ в кинематической паре C , реакция \vec{R}_{1-3} во вращательной кинематической паре A . Реакцию \vec{R}_{1-3} разложим на две взаимно перпендикулярные составляющие $\vec{R}_{1-3}^\tau \perp AB$ и $\vec{R}_{1-3}^n \parallel AB$. Расчетная схема диады $ACB-B$ с учетом масштабного коэффициента μ_l представлена на рис. 4.6, *a*.

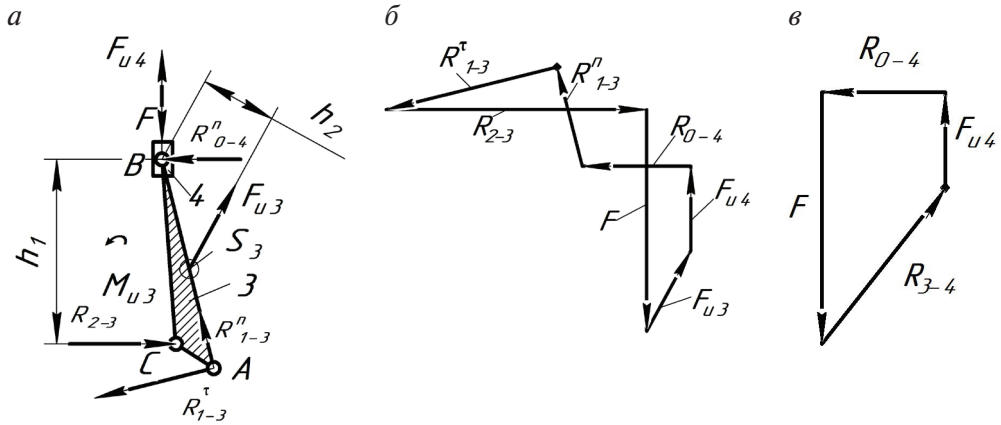


Рис. 4.6. Силовой анализ диады $ACB-B$:

a — расчетная схема структурной группы; *б* — план сил структурной группы;
в — план сил звена 4

Составим уравнение равновесия звена 3. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки B :

$$\sum_{i=1}^n M_B(\vec{F}_i) = -R_{1-3}^\tau (AB)\mu_l + M_{и3} + F_{и3} h_2 \mu_l + R_{2-3} h_1 \mu_l = 0,$$

где h_1 — плечо силы R_{2-3} ; h_2 — плечо силы $F_{и3}$.

Значение тангенциальной составляющей реакции в кинематической паре A :

$$R_{1-3}^\tau = (F_{и3} h_2 \mu_l + M_{и3} + R_{2-3} h_1 \mu_l) / (AB)\mu_l.$$

Уравнение равновесия структурной группы

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{1-3}^n + \vec{R}_{1-3}^\tau + \vec{R}_{2-3} + \vec{F} + \vec{F}_{и3} + \vec{F}_{и4} + \vec{R}_{0-4} = 0.$$

В векторном уравнении равновесия группы неизвестны величины сил \vec{R}_{0-4} и \vec{R}_{1-3}^n , но заданы их направления: \vec{R}_{0-4} перпендикулярна направляющей и $\vec{R}_{1-3}^n \parallel AB$. Этими векторами будет замкнут план сил.

Построение плана сил диады $ACB-B$ с учетом масштаба μ_F (4.6, б) выполняется последовательным сложением векторов в соответствии с направлением этих сил на расчетной схеме. На направлении нормальной составляющей реакции $\vec{R}_{1-3}^n \parallel AB$ выбираем произвольную точку. Откладываем из этой точки последовательно все известные силы, начиная с вектора \vec{R}_{1-3}^r и заканчивая вектором $\vec{F}_{и3}$. Затем проводим направление вектора \vec{R}_{0-4} до пересечения с направлением \vec{R}_{1-3}^n . Точка пересечения этих линий определяет величину искомых реакций \vec{R}_{0-4} и \vec{R}_{1-3}^n . На плане сил строим равнодействующую $\vec{R}_{1-3} = \vec{R}_{1-3}^r + \vec{R}_{1-3}^n$.

Усилие во вращательной кинематической паре B определяется из условия равновесия звена 4:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{F}_{и4} + \vec{R}_{0-4} + \vec{F} + \vec{R}_{3-4} = 0.$$

Замыкающим вектором в этом уравнении является вектор \vec{R}_{3-4} . На плане сил (4.6, в) первые три вектора построены в том же масштабе μ_F , осталось соединить конец вектора \vec{F} с началом вектора $\vec{F}_{и4}$, чтобы силовой многоугольник был замкнут.

В задачу силового анализа группы начальных звеньев, кроме расчета реакций в кинематических парах, входит определение внешнего силового фактора. Если передача энергии осуществляется через муфту, то внешний силовой фактор представляет собой уравнивающий момент M_y .

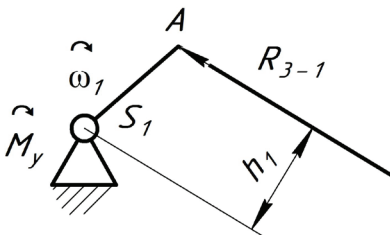


Рис. 4.7. Расчетная схема группы начальных звеньев

На начальное звено OA действуют следующие силовые факторы: реакция $\vec{R}_{3-1} = -\vec{R}_{1-3}$, уравнивающий момент M_y и реакция R_{0-1} в кинематической паре O . Расчетная схема группы начальных звеньев с учетом масштабного коэффициента μ_F изображена на рис. 4.7.

На основании анализа расчетной схемы уравнивающий момент

$$M_y = R_{3-1} h_1 \mu_l,$$

где h_1 — плечо силы R_{3-1} .

Векторное уравнение равновесия группы начальных звеньев

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{3-1} + \vec{R}_{0-1} = 0.$$

Значение по модулю реакции со стороны стойки на ведущее звено $R_{0-1} = R_{3-1}$.

Пример 4.2. Выполнить силовой анализ механизма пневмогидропривода для заданного положения (рис. 4.8). Ведущее звено A (поршень 1) совершает возвратно-поступательное движение. Скорость звена A постоянна, $V_A = 0,5$ м/с. Технологическое усилие $Q = 900$ Н приложено к ползуну D навстречу его движению.

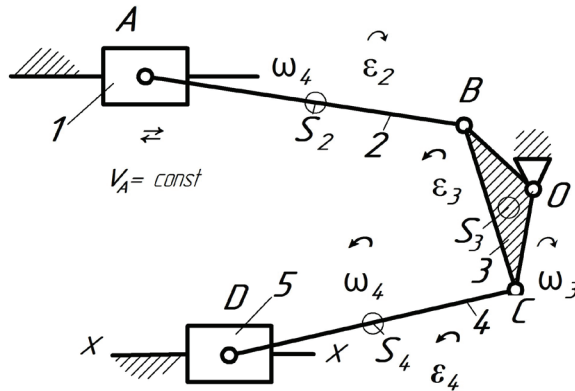


Рис. 4.8. Схема механизма пневмогидропривода

Центры масс S_2, S_3, S_4 расположены посередине линейных звеньев.

Определить с учетом инерционных усилий давления в кинематических парах и уравновешивающую силу F_y , приложенную к ползуну A .

Схема механизма пневмогидропривода состоит из следующих звеньев: 1 — поршень (ползун 1); 2 — шатун; 3 — коромысло; 4 — шатун; 5 — исполнительное звено (ползун 2).

Структурные составляющие рассматриваемого механизма: 1 — начальное звено A ползун-стойка; диада $AB-BCO$ — группа Ассура 2-го класса, 1-го вида, 2-го порядка; диада $CD-D$ — группа Ассура 2-го класса, 2-го вида, 2-го порядка.

Размеры звеньев, м: $l_{AB} = 0,33$; звено BCO : $l_{CB} = 0,176$, $l_{OB} = 0,098$, $l_{CO} = 0,11$; $l_{CD} = 0,3$. Масштабный коэффициент плана положения механизма $\mu_l = 0,006$ м/мм.

Массы звеньев, кг: $m_1 = 15$, $m_2 = 35$, $m_3 = 40$, $m_4 = 50$, $m_5 = 40$.

Центральный момент инерции линейных звеньев:

$$I_{S_i} = m_i l_i^2 / 12.$$

Центральный момент инерции для треугольного звена BCO :

$$I_{S_3} = m_3 h_3^2 / 18,$$

где h_3 — высота звена от вершины тупого угла.

Ускорения точек и угловые ускорения звеньев, м/с²: $a_{s_2} = 4,76$, $a_{s_3} = 3,36$, $a_{s_4} = 9,8$, $a_D = 10,0$, $\varepsilon_2 = 31,8$ с⁻², $\varepsilon_3 = 97,0$ с², $\varepsilon_4 = 8,0$ с⁻².

Силы тяжести звеньев, Н:

$$G_1 = m_1 g = 15 \cdot 9,8 = 147;$$

$$G_2 = m_2 g = 35 \cdot 9,8 = 343;$$

$$G_3 = m_3 g = 40 \cdot 9,8 = 392;$$

$$G_4 = m_4 g = 50 \cdot 9,8 = 490;$$

$$G_5 = m_5 g = 40 \cdot 9,8 = 392.$$

Силы инерции: $\Phi_{и_1} = -m_1 a_{s_1} = 15 \cdot 0 = 0$, так как скорость звена $V_A = \text{const}$; звено ползун A движется вправо, Н:

$$\Phi_{и_2} = -m_2 a_{s_2} = 35 \cdot 4,46 = 156,1;$$

$$\Phi_{и_3} = -m_3 a_{s_3} = 40 \cdot 3,36 = 134,4;$$

$$\Phi_{и_4} = -m_4 a_{s_4} = 50 \cdot 4,46 = 490;$$

$$\Phi_{и_5} = -m_5 a_{s_5} = 40 \cdot 4,46 = 400.$$

Центральные моменты инерции звеньев, кгм²:

$$I_{S_2} = m_2 l_2^2 / 12 = 35 \cdot 0,33^2 / 12 = 0,32;$$

$$I_{S_3} = m_3 h_3^2 / 18 = 40 \cdot 0,052^2 / 18 = 0,006;$$

$$I_{S_4} = m_4 l_4^2 / 12 = 40 \cdot 0,3^2 / 12 = 0,3.$$

Моменты инерции звеньев, Нм:

$$M_{u_2} = -I_{S_2} \mu_2 = 0,32 \cdot 31,8 = 10,17;$$

$$M_{u_3} = -I_{S_3} \mu_3 = 0,006 \cdot 97 = 10,17;$$

$$M_{u_4} = -I_{S_4} \mu_4 = 0,3 \cdot 8 = 10,17.$$

Знак минус в формулах показывает, что сила инерции F_i направлена противоположно ускорению центра масс a_{S_i} , а момент инерции M_{u_i} — противоположно угловому ε_i . Направления сил инерции и моментов инерции выбираются в соответствии с планом ускорений, приведенном в примере 2.3, рис. 2.4, в.

Силовой анализ начинается с диады $CD-D$ как наиболее удаленной от начального звена A . Эта диада представляет собой группу Ассур 2-го класса, 2-го вида, 2-го порядка. На расчетной схеме изображены все силовые факторы, действующие на звенья диады (рис. 4.9, а).

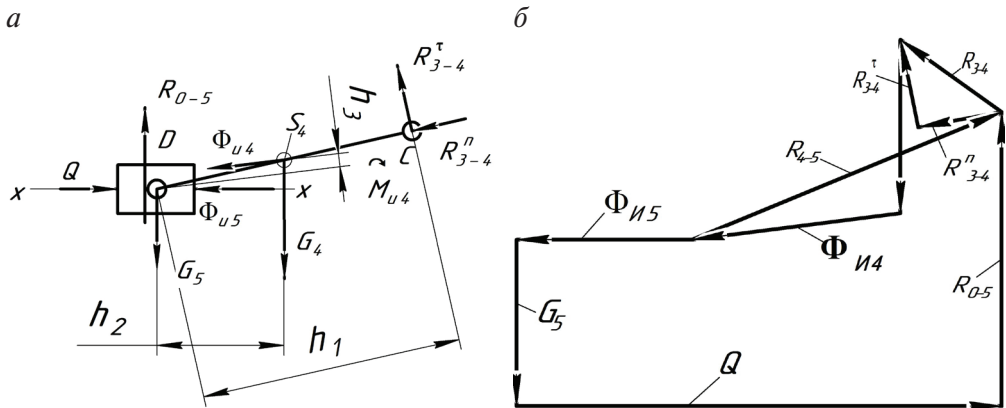


Рис. 4.9. Силовой анализ диады $CD - D$:

а — расчетная схема структурной группы; б — план сил структурной группы

Составим уравнение равновесия звена 4. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки D :

$$\sum_{i=1}^n M_D(\bar{F}_i) = R_{3-4}^r h_1 \mu_l - M_{u_4} + \Phi_{u_4} h_3 \mu_l - G_4 h_2 \mu_l = 0,$$

где h_1 — плечо силы R_{3-2}^r ; h_2 — плечо силы G_4 ; h_3 — плечо силы Φ_{u_4} .

Тангенциальная составляющая реакции в кинематической паре C :

$$\begin{aligned} R_{3-4}^r &= (M_{u_4} - \Phi_{u_4} h_3 \mu_l + G_4 h_2 \mu_l) / (h_1 \mu_l) = \\ &= (2,4 - 490 \cdot 2,7 \cdot 0,006 + 490 \cdot 25,3 \cdot 0,006) / (52 \cdot 0,006) = 220,6 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Уравнение равновесия структурной группы

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{3-4}^n + \vec{R}_{3-4}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{и4} + \vec{F}_{и5} + \vec{G}_5 + \vec{Q} + \vec{R}_{0-5} = 0.$$

В векторном уравнении равновесия группы неизвестны величины сил \vec{R}_{0-5} и \vec{R}_{3-4}^n , но заданы их направления: $\vec{R}_{0-5} \perp X-X$ и $\vec{R}_{3-4}^n \parallel CD$. Этими векторами будет замкнут план сил (рис. 4.9, б).

Масштабный коэффициент плана сил $\mu_F = Q / l_Q = 900 / 75 = 12 \text{ Н/мм}$.

Длины векторов, образующих план сил, рассчитываются по формуле $l_{F_i} = F_i / \mu_F$.

Для определения усилия во вращательной кинематической паре D составим векторное уравнение равновесия звена 5

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{\Phi}_{и5} + \vec{G}_5 + \vec{Q} + \vec{R}_{0-5} + \vec{R}_{4-5} = 0.$$

Замыкающим вектором в этом уравнении является вектор \vec{R}_{4-5} . На плане сил (рис. 4.9, б) диады $CD-D$ первые четыре вектора уже построены, осталось соединить конец вектора \vec{R}_{0-5} с началом вектора $\vec{F}_{и5}$, чтобы силовой многоугольник был замкнут.

На плане сил строим равнодействующую реакции $\vec{R}_{3-4} = \vec{R}_{3-4}^r + \vec{R}_{3-4}^n$.

Измерив длины векторов \vec{R}_{0-5} , \vec{R}_{3-4}^n , \vec{R}_{3-4} и \vec{R}_{4-5} и, умножив на масштабный коэффициент плана сил μ_F , определим их модуль, Н:

$$R_{0-5} = 547,2; R_{3-4}^n = 157,2; R_{3-4} = 239,6; R_{4-5} = 659,4.$$

Расчетная схема диады $CD-D$ для определения координаты точки приложения реакции \vec{R}_{0-5} с учетом масштабного коэффициента $\mu_l = 0,006 \text{ м/мм}$ изображена на рис. 4.10.

Сумма моментов всех сил, действующих на звено 4 относительно точки C

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_C (\vec{F}_i) = & -R_{0-5} x \mu_l + G_5 h_2 \mu_l + G_4 h_3 \mu_l - \Phi_{и4} h_4 \mu_l - \\ & - M_{и4} + Q h_5 \mu_l - \Phi_{и5} h_5 \mu_l = 0, \end{aligned}$$

где h_2 — плечо силы G_5 ; h_3 — плечо силы G_4 ; h_4 — плечо силы инерции $\Phi_{и4}$; h_5 — плечо силы Q и силы инерции $\Phi_{и5}$.

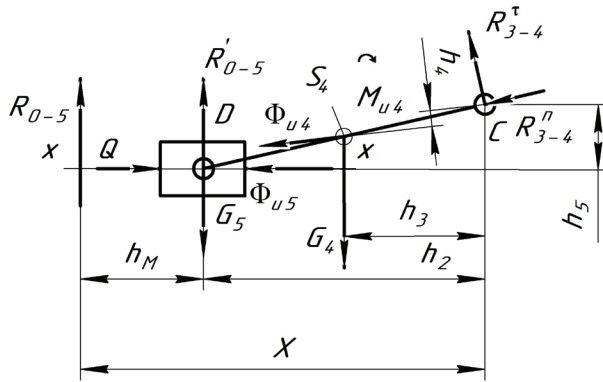


Рис. 4.10. Расчетная схема к определению точки приложения реакции \vec{R}_{0-5}

Координата точки приложения реакции \vec{R}_{0-5} относительно точки C представлена в виде отрезка

$$x = (G_5 h_2 \mu_l + G_4 h_3 \mu_l - \Phi_{u4} h_4 \mu_l - M_{u4} + Q h_5 \mu_l - \Phi_{u5} h_5 \mu_l) / (R_{0-5} \mu_l) = \\ = (392 \cdot 50,07 \cdot 0,006 + 490 \cdot 25,36 \cdot 0,006 - 490 \cdot 2,67 \cdot 0,006 - 0,3 + \\ + 900 \cdot 11,75 \cdot 0,006 - 400 \cdot 11,75 \cdot 0,006) / (547,2 \cdot 0,006) = 66,83 \text{ мм.}$$

Точка приложения реакции \vec{R}_{0-5} находится на расстоянии h_M от центра D ползуна (рис. 4.10). На основании теоремы Пуансо о параллельном переносе силы такое расположение силы будет восприниматься элементами поступательной кинематической пары как реакция \vec{R}_{0-5} , приложенная в центре D ползуна, и момент пары сил M' , действующий на плечо h_M .

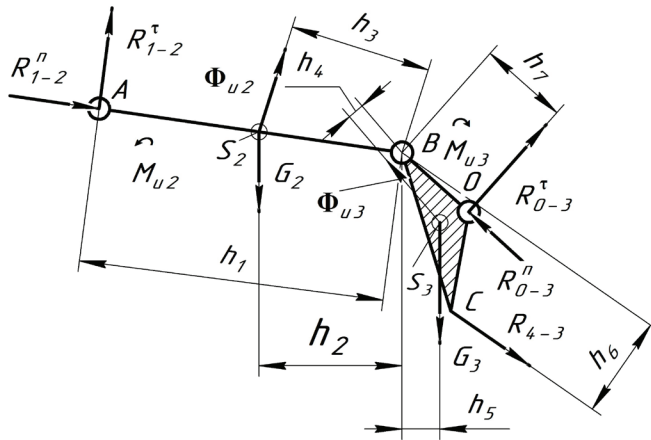
Величина момента $M' = R_{0-5} h_M \mu_l = 547,2 \cdot 16,76 \cdot 0,006 = 55,03 \text{ Нм}$.

Диада $AB-BCO$ представляет собой группу Ассур 2-го класса, 1-го вида, 2-го порядка. На расчетной схеме (рис. 4.11) изображены все силовые факторы, действующие на звенья диады. Масштабный коэффициент $\mu_l = 0,006 \text{ м/мм}$.

Составим уравнение равновесия звена 2. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки B :

$$\sum_{i=1}^n M_B(\vec{F}_i) = -R_{1-2}^r h_1 \mu_l + M_{u2} + G_2 h_2 \mu_l - \Phi_{u2} h_3 \mu_l = 0,$$

где h_1 — плечо силы R_{1-2}^r ; h_2 — плечо силы G_2 ; h_3 — плечо силы Φ_{u2} .

Рис. 4.11. Расчетная схема диады $AB-BCO$

Тангенциальная составляющая реакции в кинематической паре A :

$$R_{1-2}^τ = (M_{u_2} + G_2 h_2 \mu_l - \Phi_{u_2} h_3 \mu_l) / (h_1 \mu_l) = (10,17 + 343 \cdot 26,2 \cdot 0,006 - 156,1 \cdot 26,3 \cdot 0,006) / (57,2 \cdot 0,006) = 115,0 \text{ Н.}$$

Составим уравнение равновесия звена 3. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки B :

$$\sum_{i=1}^n M_B(\vec{F}_i) = -R_{0-3}^τ h_7 \mu_l - R_{4-3} h_6 \mu_l + M_{u_3} + G_3 h_5 \mu_l + \Phi_{u_3} h_4 \mu_l = 0,$$

где h_4 — плечо силы Φ_{u_3} ; h_5 — плечо силы G_3 ; h_6 — плечо силы R_{4-3} ; h_7 — плечо силы $R_{0-3}^τ$.

Тангенциальная составляющая реакции в кинематической паре O :

$$\begin{aligned} R_{0-3}^τ &= (-R_{4-3} h_6 \mu_l + M_{u_3} + G_3 h_5 \mu_l + \Phi_{u_3} h_4 \mu_l) / (h_7 \mu_l) = \\ &= (-239,6 \cdot 0,006 + 0,58 + 392 \cdot 7,32 \cdot 0,006 + \\ &+ 134,4 \cdot 2,96 \cdot 0,006) / (17 \cdot 0,006) = 151,0 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Главный вектор системы сил диады $AB-BCO$:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{1-2}^n + \vec{R}_{1-2}^τ + \vec{F}_{u_2} + \vec{G}_2 + \vec{F}_{u_3} + \vec{R}_{4-3} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{0-3}^τ + \vec{R}_{0-3}^n = 0.$$

Строим векторное уравнение структурной группы в виде плана сил, начиная с известного вектора $\vec{R}_{1-2}^τ$ (рис. 4.12), откладывая после-

довательно все известные силы в масштабе $\mu_F = G_3 / l_{G_3} = 392 / 60 = 6,53 \text{ Н/мм}$.

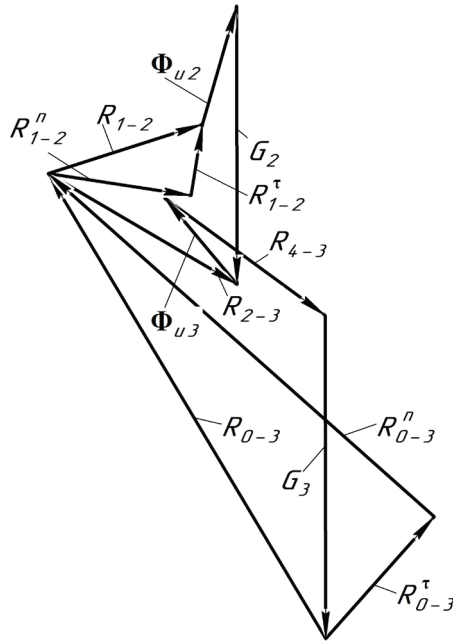


Рис. 4.12. План сил диады $AB-BCO$

В векторном уравнении равновесия диады $AB-BCO$ неизвестны величины сил \vec{R}_{1-2}^n и \vec{R}_{0-3}^n , но заданы их направления: $\vec{R}_{1-2}^n \parallel AB$ и $\vec{R}_{0-3}^n \parallel BO$. Точка пересечения этих направлений определяет величину искомых векторов \vec{R}_{1-2}^n и \vec{R}_{0-3}^n . Полную реакцию \vec{R}_{1-2} находим как равнодействующую \vec{R}_{1-2}^r и \vec{R}_{1-2}^n .

Для определения реакции \vec{R}_{2-3} во вращательной кинематической паре B составим векторное уравнение действующих сил, приложенных к звену AB

$$\vec{R}_{2-3} = \vec{R}_{1-2} + \vec{\Phi}_{и2} + \vec{G}_2.$$

Векторы правой части уравнения построены на плане сил диады $AB-BCO$. Замыкающая сторона силового многоугольника, направленная от начала вектора \vec{R}_{1-2} к концу вектора \vec{G}_2 , изображает искомую реакцию \vec{R}_{2-3} .

Действительные значения сил, полученные после измерения соответствующих векторов, Н: $R_{1-2}^r = 86,2$; $R_{1-2}'' = 804,0$; $R_{1-2} = 809,1$; $R_{0-3}^r = 145$; $R_{0-3}'' = 1153,8$; $R_{0-3} = 1162,8$; $R_{2-3} = 882,4$.

Начальное звено 1 совершает возвратно-поступательное движение вдоль неподвижной направляющей $X-X$. На это звено действуют силы: реакция $\vec{R}_{2-1} = -\vec{R}_{1-2}$, сила тяжести G_1 , реакция со стороны стойки $\vec{R}_{0-1} \perp X-X$ и уравнивающая сила $F_y \parallel X-X$. Расчетная схема группы начальных звеньев изображена на рис. 4.13, а.

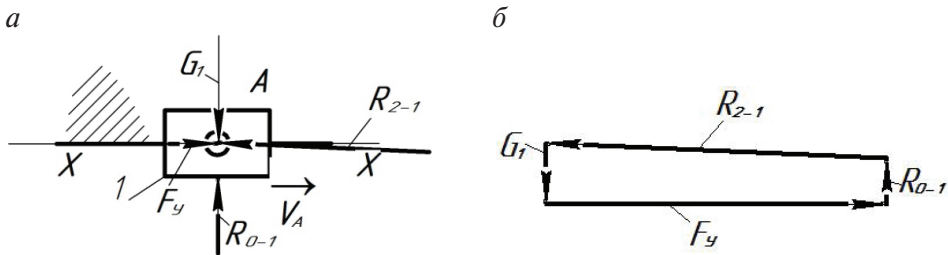


Рис. 4.13. Силовой анализ группы начальных звеньев:

а — расчетная схема группы; б — план сил группы

Главный вектор системы сил группы начальных звеньев

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{0-1} + \vec{R}_{2-1} + \vec{G}_1 + \vec{F}_y = 0.$$

Строим план сил группы начальных звеньев с учетом масштабного коэффициента $\mu_F = R_{2-1} / l_{R_{2-1}} = 809,1 / 50 = 16,18 \text{ Н/мм}$.

Решением векторного уравнения равновесия является точка пересечения направлений реакции \vec{R}_{0-1} и уравнивающей силы \vec{F}_y (рис. 4.13, б).

По результатам измерения длин векторов плана сил l_{F_y} и $l_{R_{0-1}}$ вычисляем

$$F_y = l_{F_y} \mu_F = 50,0 \cdot 16,18 = 809 \text{ Н и } R_{0-1} = 6,83 \cdot 16,18 = 110,5 \text{ Н.}$$

Пример 4.3. Выполнить силовой расчет шестизвенного механизма сталкивателя для заданного положения (рис. 4.14). Технологическое усилие $Q = 3814 \text{ Н}$ приложено к ползуну D навстречу его движению.

Центры масс S_2, S_3, S_4 расположены посередине линейных звеньев.

Масштабный коэффициент плана положения $\mu_l = 0,0066 \text{ м/мм}$.

$$G_4 = m_4 g = 19,7 \cdot 9,8 = 70,0;$$

$$G_5 = m_5 g = 39,3 \cdot 9,8 = 385,0.$$

Силы инерции: $\Phi_{и1} = -m_1 a_{s1} = 0$, так как угловая скорость звена $\omega_{OA} = \text{const}$, а кривошип уравновешен, Н:

$$\Phi_{и2} = -m_2 a_{s2} = 5,1 \cdot 34,8 = 177,5;$$

$$\Phi_{и3} = -m_3 a_{s3} = 6,1 \cdot 33,3 = 203,1;$$

$$\Phi_{и4} = -m_4 a_{s4} = 7,1 \cdot 65,6 = 465,8;$$

$$\Phi_{и5} = -m_5 a_{s5} = 39,3 \cdot 70 = 2751.$$

Моменты инерции звеньев, Нм:

$$M_{и2} = -I_{S2} \varepsilon_2 = 0,027 \cdot 118,0 = 3,187;$$

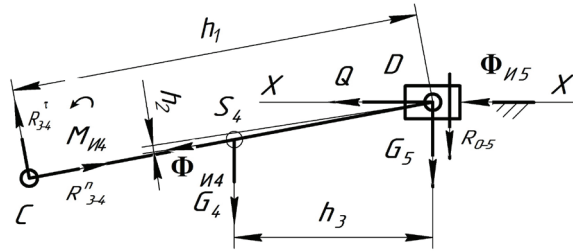
$$M_{и3} = -I_{S3} \varepsilon_3 = 0,045 \cdot 131,6 = 5,97;$$

$$M_{и4} = -I_{S4} \varepsilon_4 = 0,088 \cdot 43,5 = 3,8.$$

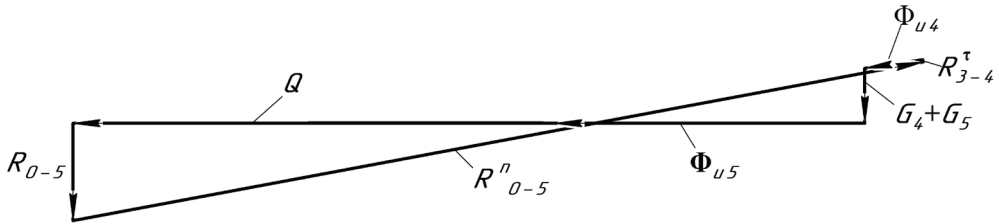
Знак минус в формулах показывает, что сила инерции F_i направлена противоположно ускорению центра масс a_{si} , а момент инерции $M_{иi}$ — противоположно угловому ε_i . Направления сил инерции и моментов инерции выбираются в соответствии с планом ускорений, приведенном в примере 2.2, рис. 2.3, в.

Силовой анализ начинается с группы Ассура, наиболее удаленной от ведущего звена O_1A , которой является диада $CD-D$ (рис. 4.15). На звеньях этой группы действуют известные по величине и направлению внешняя нагрузка \bar{Q} , силы тяжести G_4 и G_5 , силы инерции $\Phi_{и4}$ и $\Phi_{и5}$, момент инерции $M_{и4}$. Диладу $CD-D$ освобождаем от связей и прикладываем в кинематической паре D реакцию направляющей \bar{R}_{0-5} , а в кинематической паре C реакцию R_{3-4} . Реакция \bar{R}_{0-5} направлена перпендикулярно направляющей $X-X$. Реакцию \bar{R}_{3-4} раскладываем на две взаимно перпендикулярные составляющие $\bar{R}_{3-4}^\tau \perp CD$ и $\bar{R}_{3-4}^n \parallel CD$. Расчетная схема диады $CD-D$ с учетом масштабного коэффициента $\mu_l = 0,0066$ м/мм представлена на рис. 4.15, а.

а



б



в

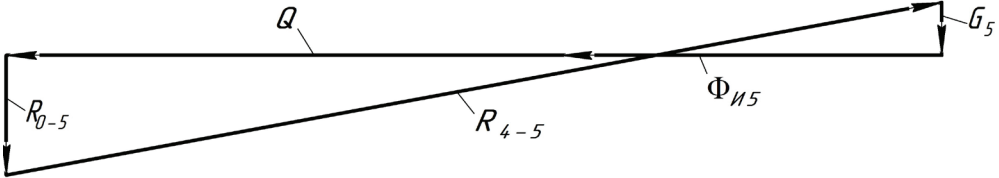


Рис. 4.15. Силовой анализ диады CD-D:

а — расчетная схема структурной группы; б — план сил структурной группы;
в — план сил звена 5

Составим уравнение равновесия звена 4. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки D:

$$\sum_{i=1}^n M_D(\vec{F}_i) = -R_{3-4}^r h_1 \mu_l + M_{u4} - \Phi_{u4} h_2 \mu_l + G_4 h_3 \mu_l = 0.$$

Тангенциальная составляющая реакции в кинематической паре C:

$$\begin{aligned} R_{3-4}^r &= (M_{u4} - \Phi_{u4} h_2 \mu_l + G_4 h_3 \mu_l) / (h_1 \mu_l) = \\ &= (3,8 - 465,8 \cdot 0,71 \cdot 0,0066 + 70 \cdot 36,25 \cdot 0,0066) / (75 \cdot 0,0066) = 35,5 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Уравнение равновесия структурной группы

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{3-4}^n + \vec{R}_{3-4}^r + \vec{F}_{u4} + \vec{G}_4 + \vec{G}_5 + \vec{F}_{u5} + \vec{Q} + \vec{R}_{0-5} = 0.$$

В векторном уравнении равновесия группы неизвестны величины сил \vec{R}_{3-4}^n и \vec{R}_{0-5} , но заданы их направления. Этими векторами будет замкнут план сил. Масштабный коэффициент плана сил $\mu_F = Q / l_Q = 3814 / 90 = 42,4$ Н/мм. Длины векторов, образующих план сил, рассчитываются по формуле $l_{F_i} = F_i / \mu_F$.

Строим план сил диады $CD-D$ (рис. 4.15, б) последовательным сложением всех известных векторов в соответствии с направлением этих сил на расчетной схеме. Чтобы замкнуть силовой многоугольник, проводим направления векторов $\vec{R}_{3-4}^n \parallel CD$ и $\vec{R}_{0-5} \perp X-X$. Точка пересечения этих линий определяет величину искомых реакций \vec{R}_{3-4}^n и \vec{R}_{0-5} . Полную реакцию \vec{R}_{3-4} находим как равнодействующую \vec{R}_{3-4}^r и \vec{R}_{3-4}^n .

По результатам измерения длин векторов плана сил $l_{R_{3-4}}$ и $l_{R_{0-5}}$ вычисляем значения реакций: $R_{3-4} = l_{R_{3-4}} \mu_F = 168,71 \cdot 42,4 = 7150,0$ Н; $R_{0-5} = l_{R_{0-5}} \mu_F = 19,02 \cdot 42,4 = 806,4$ Н.

Реакция во вращательной кинематической паре D определяется из условия равновесия звена 5:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{G}_5 + \vec{F}_{и5} + \vec{Q} + \vec{R}_{0-5} + \vec{R}_{4-5} = 0.$$

Замыкающим вектором в этом уравнении является вектор \vec{R}_{4-5} . На плане сил известные векторы построены в том же масштабе $\mu_F = 42,4$ Н/мм (рис. 4.15, в), осталось соединить конец вектора \vec{R}_{0-5} с началом вектора \vec{G}_5 , чтобы силовой многоугольник был замкнут. Измерив длину вектора $l_{F_{4-5}}$ на плане, вычислим истинное значение реакции $\vec{R}_{4-5} = l_{F_{4-5}} \mu_F$.

Расчетная схема диады $CD - D$ для определения координаты точки приложения реакции \vec{R}_{0-5} с учетом масштабного коэффициента $\mu_l = 0,0066$ м/мм изображена на рис. 4.16.

Сумма моментов всех сил, действующих на звено 4 относительно точки C

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_C (\vec{F}_i) = & -R_{0-5} x \mu_l - G_5 h_2 \mu_l - G_4 h_1 \mu_l + \Phi_{и4} h_3 \mu_l + \\ & + M_{и4} + Q h_4 \mu_l + \Phi_{и5} h_4 \mu_l = 0. \end{aligned}$$

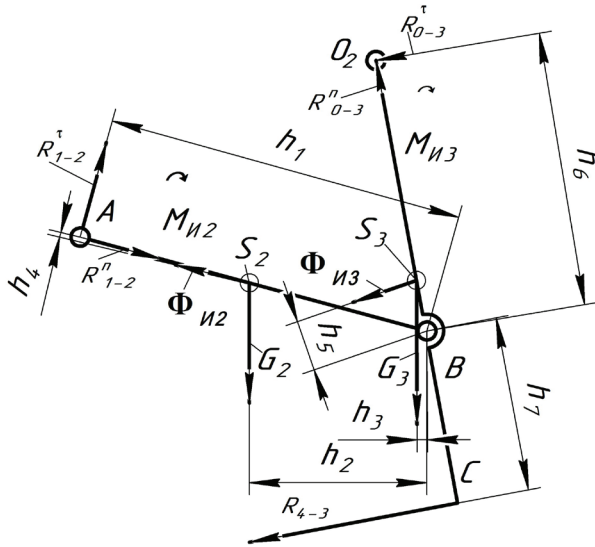


Рис. 4.17. Расчетная схема диады $AB-O_2B$

Составим уравнение равновесия звена 2. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки B :

$$\sum_{i=1}^n M_B(\vec{F}_i) = -R_{1-2}^\tau h_1 \mu_l - M_{И2} + G_2 h_2 \mu_l - \Phi_{И2} h_4 \mu_l = 0.$$

Тангенциальная составляющая реакции в кинематической паре A

$$R_{1-2}^\tau = (-M_{И2} + G_2 h_2 \mu_l - \Phi_{И2} h_4 \mu_l) / (h_1 \mu_l) = (-3,18 + 51,0 \cdot 29,0 \cdot 0,0066 - 177,5 \cdot 0,96 \cdot 0,0066) / (58,75 \cdot 0,0066) = 14,1 \text{ Н.}$$

Аналогично составим уравнение равновесия звена 3. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки B :

$$\sum_{i=1}^n M_B(\vec{F}_i) = R_{0-3}^\tau h_6 \mu_l - M_{И3} + G_3 h_3 \mu_l + \Phi_{И3} h_5 \mu_l - R_{4-3} h_7 \mu_l = 0.$$

Тангенциальная составляющая реакции в кинематической паре O_2

$$\begin{aligned} R_{0-3}^\tau &= (M_{И3} - G_3 h_3 \mu_l - \Phi_{И3} h_5 \mu_l + R_{4-3} h_7 \mu_l) / (h_6 \mu_l) = \\ &= (5,9 - 60 \cdot 1,52 \cdot 0,0066 - 203,1 \cdot 8,25 \cdot 0,0066 + \\ &+ 7150 \cdot 28,75 \cdot 0,0066) / (45 \cdot 0,0066) = 4560,0 \text{ Н.} \end{aligned}$$

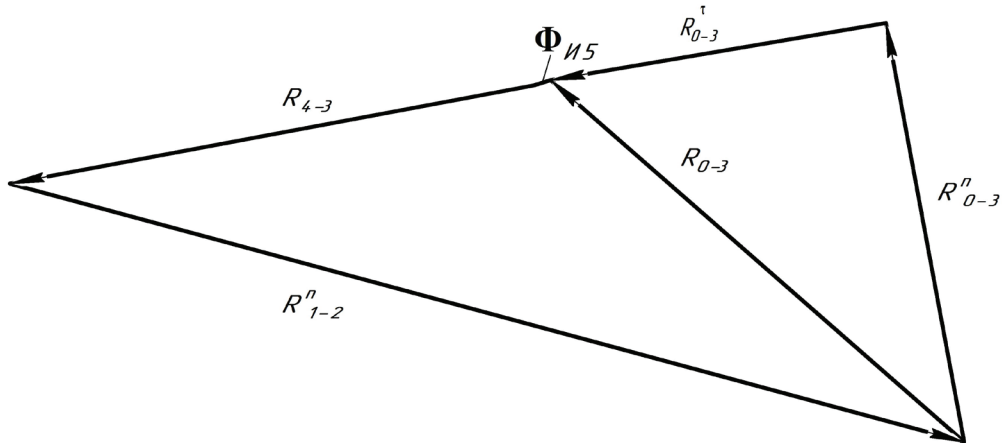
Уравнение равновесия структурной группы

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{0-3}^n + \vec{R}_{0-3}^r + \vec{\Phi}_{И_3} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{4-3} + \vec{\Phi}_{И_2} + \vec{G}_2 + \vec{R}_{1-2}^r + \vec{R}_{1-2}^n = 0.$$

В векторном уравнении равновесия группы неизвестны величины сил \vec{R}_{0-3}^n и \vec{R}_{1-2}^n , но заданы их направления. Этими векторами будет замкнут план сил диады (рис. 4.18, а). Масштабный коэффициент плана сил $\mu_F = R_{0-3}^r / l_{R_{0-3}} = 4560,0 / 50 = 91,2$ Н/мм. Длины векторов, образующих план сил, рассчитываются по формуле $l_{F_i} = F_i / \mu_F$. Векторы сил, длина которых менее 2 мм, на плане не изображаются.

Полную реакцию \vec{R}_{0-3} находим как равнодействующую \vec{R}_{0-3}^r и \vec{R}_{0-3}^n .

а



б

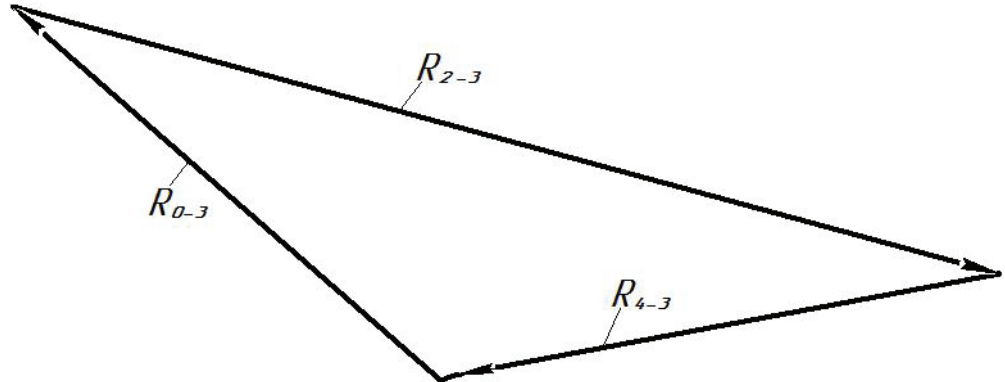


Рис. 4.18. Силовой анализ диады $AB-O_2B$:

а — план сил структурной группы; б — план сил звена 3

По результатам измерения длин векторов плана сил $l_{R_{1-2}}^n$, $l_{R_{0-3}}^n$ и $l_{R_{0-3}}$ вычисляем значения реакций, Н: $R_{1-2} = R_{1-2}^n = l_{R_{1-2}}^n \mu_F = 144,8 \cdot 91,2 = 13206$; $R_{0-3}^n = l_{R_{0-3}}^n \mu_F = 62,26 \cdot 91,2 = 5678,0$ и $R_{0-3} = l_{R_{0-3}} \mu_F = 80,43 \cdot 91,2 = 7335,0$.

Реакция во вращательной кинематической паре B определяется из условия равновесия звена 3:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{4-3} + \vec{\Phi}_{H_3} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{0-3} + \vec{R}_{2-3} = 0.$$

Аналогично строим план сил звена с учетом масштабного коэффициента $\mu_F = R_{0-3} / l_{R_{0-3}} = 7335,0 / 75 = 97,8$ Н / мм (рис. 4.18, б). Замыкающая сторона силового треугольника изображает неизвестную реакцию \vec{R}_{2-3} .

Действительное значение $R_{2-3} = l_{R_{2-3}} \mu_F = 135,4 \cdot 97,8 = 13242,0$ Н.

Начальное звено 1 совершает вращательное движение. На это звено действуют следующие силовые факторы: реакция $\vec{R}_{2-1} = -\vec{R}_{1-2}$, реакция со стороны стойки \vec{R}_{0-1} , сила тяжести G_1 и уравнивающий момент M_y . Расчетная схема группы начальных звеньев с учетом масштабного коэффициента $\mu_l = 0,0066$ м/мм представлена на рис. 4.19, а.

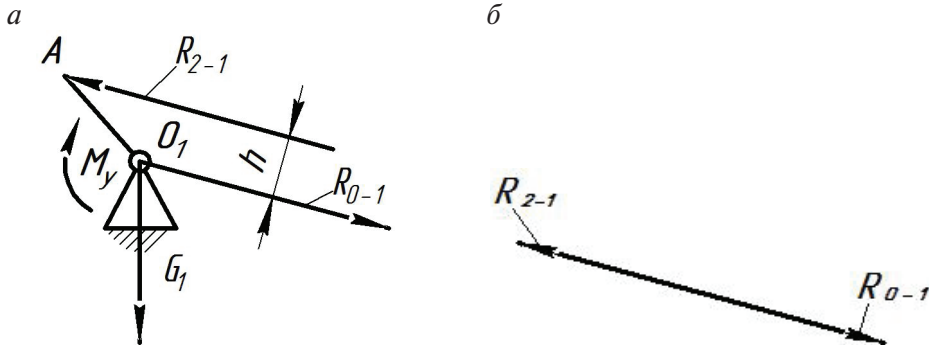


Рис. 4.19. Силовой анализ группы начальных звеньев:

а — расчетная схема; б — план сил группы

Составим уравнение равновесия звена 1. Сумма моментов всех сил, действующих на рассматриваемое звено относительно точки O

$$\sum_{i=1}^n M_O(\vec{F}_i) = R_{2-1} h \mu_l - M_y = 0.$$

Величина уравнивающего момента

$$M_y = R_{2-1} h \mu_l = 13206 \cdot 8,25 \cdot 0,0066 = 719,1 \text{ Нм.}$$

Уравнивающая сила, приведенная к точке A кривошипа

$$F_y = M_y / l_{OA} = 719,1 / 0,1 = 7191,0 \text{ Н.}$$

Реакция во вращательной кинематической паре O определяется из условия равновесия звена 1:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_i) = \vec{R}_{2-1} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{0-1} = 0.$$

Замыкающим вектором в этом уравнении является вектор \vec{R}_{0-1} . План сил звена строим с учетом масштабного коэффициента $\mu_F = 264,8 \text{ Н/мм}$. В принятом масштабе длина вектора \vec{G}_1 несоизмеримо мала по сравнению с длиной \vec{R}_{2-1} , поэтому план сил звена представляет собой два противоположно направленных вектора \vec{R}_{2-1} и \vec{R}_{0-1} (рис. 4.19, б).

Таким образом, реакция во вращательной кинематической паре $R_{0-1} = R_{2-1} = 13206,0 \text{ Н}$.

5. Определение уравнивающей силы методом Жуковского

Метод основан на известном в механике принципе возможных перемещений: сумма элементарных работ внешних сил на их возможных перемещениях равна нулю. В механизмах возможное перемещение совпадает с действительным, поэтому вместо уравнения работ удобно пользоваться уравнением мощностей.

В свою очередь, согласно теореме Жуковского, если силу, приложенную к какой-либо точке звена плоского механизма, перенести параллельно самой себе в одноименную точку повернутого на 90° плана скоростей, то момент этой силы относительно полюса плана скоростей будет пропорционален ее мощности. В итоге мы получаем своего рода жесткий рычаг (план скоростей), находящийся в равновесии под действием всех приложенных к нему сил, в том числе и уравнивающей силы.

Чтобы найти уравнивающую силу с помощью теоремы Жуковского следует построить план скоростей и в соответствующие точки этого плана перенести все силы, действующие на звенья механизма, повернутые на 90° . Это могут быть технологические нагрузки, силы тяжести, силы или пары сил инерции, а также уравнивающая сила или уравнивающий момент. Мощность момента силы на рычаге Жуковского найти нельзя, поэтому моменты сил, приложенные к звеньям представляются парами сил, точками приложения которых являются крайние точки звеньев.

Плечами пар являются сами звенья или их элементы, если звено имеет сложную конфигурацию. Для определения уравнивающей силы методом Жуковского используем план скоростей, приведенный в примере 2.2, рис. 2.3, б.

Моменты инерции M_i звеньев заменим парами сил и определим численные значения по формуле $F_i = M_i / l_i$.

Модули пар сил звеньев, Нм:

$$F(M_{u_2}) = M_{u_2} / l_2 = 3,18 / 0,4 = 8,0;$$

$$F(M_{u_3}) = M_{u_3} / l_3 = 5,9 / 0,5 = 11,8;$$

$$F(M_{u_4}) = M_{u_4} / l_4 = 3,8 / 0,5 = 7,6.$$

Со схемы механизма переносим силы, параллельно своему направлению, в соответствующие точки повернутого на 90° плана скоростей в масштабе $\mu_v = 0,021 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}$. Строим плечи h_i на линии действия сил относительно полюса плана скоростей. Составим уравнение равновесия системы.

Сумма моментов действующих сил относительно полюса плана скоростей

$$F_y h_y - \Phi_{u_2} h_1 - G_2 h_2 + F(M_{u_2}) h_3 - F(M_{u_2}) h_4 - \Phi_{u_3} h_5 - G_3 h_6 - \\ - F(M_{u_3}) h_7 - G_4 h_8 - \Phi_{u_4} h_9 + F(M_{u_4}) h_{10} - F(M_{u_4}) h_{11} - (Q + \Phi_{u_5}) h_{12} = 0.$$

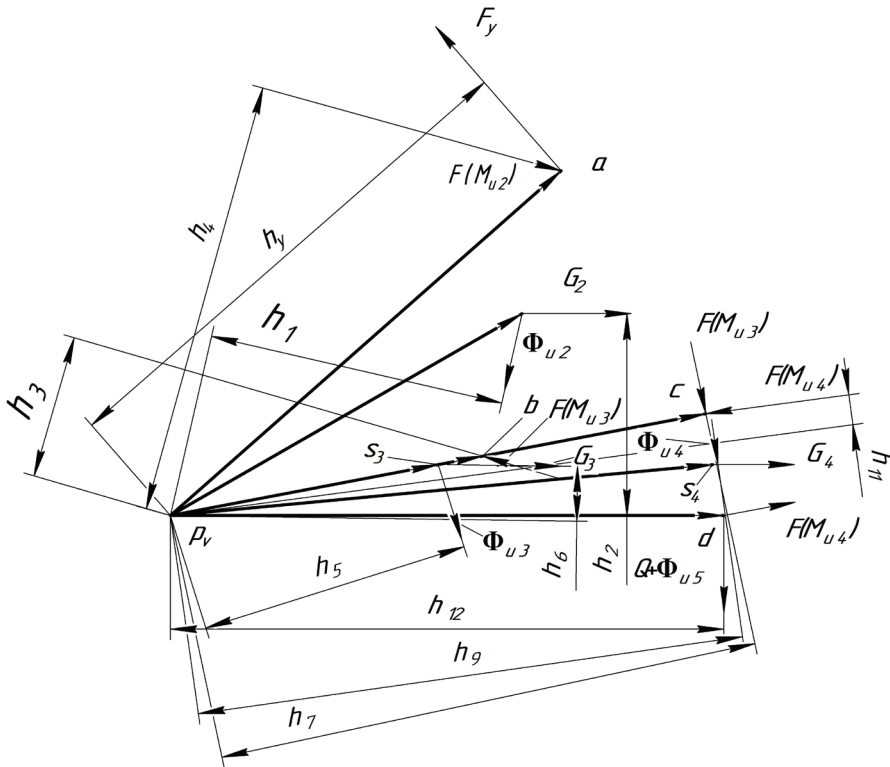


Рис. 5.1. К определению уравновешивающей силы методом Жуковского

Определяем величину уравнивающей силы:

$$\begin{aligned}
 F_y = & (\Phi_{и2}h_1 + G_2h_2 - F(M_{и2})h_3 + F(M_{и2})h_4 + \Phi_{и3}h_5 + G_3h_6 + \\
 & + F(M_{и3})h_7 + G_4h_8 + \Phi_{и4}h_9 - F(M_{и4})h_{10} + F(M_{и4})h_{11} + (Q + \Phi_{и5})h_{12}) / h_y = \\
 & (177,5 \cdot 56,7 + 51 \cdot 38,7 - 8 \cdot 26,3 + 8 \cdot 83,8 + 203 \cdot 51,5 + \\
 & + 60 \cdot 9,46 + 11,8 \cdot 101,2 + 70 \cdot 9,5 + 465 \cdot 101,2 - 7,6 \cdot 19,4 + \\
 & + 7,6 \cdot 0,16 + (3814 + 2751) \cdot 101,3) / 100 = 7373,3 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Погрешность вычислений уравнивающей силы посредством рычага Жуковского и методом кинетостатики составила

$$\Delta F = \frac{7373,3 - 7191,0}{7373,3} \cdot 100 \% = 2,5 \%.$$

С целью освоения рассмотренных разделов курса обучающимся рекомендуется выполнение расчетно-графической работы, порядок выполнения и исходные данные приведены в приложениях.

Приложение 1. Общие требования к оформлению пояснительной записки

Пояснительная записка — документ, содержащий описание исследуемого механизма, обоснования принятых при его разработке методов исследования и технических решений, все виды расчетов, схемы, таблицы, поясняющие расчеты и принятые решения.

Пояснительная записка расчетно-графической работы должна содержать:

1. Титульный лист.
2. Задание на расчетно-графическую работу.
3. Содержание.
4. Структурный анализ механизма.
5. Кинематический анализ механизма:
 - 5.1. План положений механизма.
 - 5.2. Кинематические диаграммы перемещения и скорости исполнительного звена.
 - 5.3. Определение скоростей точек звеньев и угловых скоростей звеньев.
 - 5.4. Определение ускорений точек звеньев и угловых ускорений звеньев.
6. Силовой расчет механизма.
7. Расчет уравновешивающей силы (момента) с помощью рычага Жуковского.
8. Библиографический список.

Текстовые документы расчетно-графической работы должны быть сброшюрованы по ГОСТ 2.301–68. Титульный лист выполняется на бумаге формата А4 по ГОСТ 2.301–68.

Текст записки должен быть набран в текстовом редакторе *Microsoft Word*. Шрифт пояснительной записки — *Times New Roman*, размер

шрифта 14 с полуторным межстрочным интервалом. Выравнивание по ширине. Ориентация страницы — книжная.

Заголовки всех разделов выделяют в отдельную строку и выполняют прописными буквами. Все разделы, подразделы, пункты, подпункты нумеруют и оформляют согласно требованиям ГОСТ 2.105–75 следующим образом, например: 1.3.4.6, где 1 — номер раздела, 3 — подраздела, 4 — пункта, 6 — подпункта. Разделы «Задание», «Содержание» не нумеруют.

Очередной раздел необходимо начинать с новой страницы. В конце подразделов результаты расчетов сводятся в таблицы.

Раздел «Содержание» должен включать названия разделов и подразделов с указанием страниц.

Все выражения и формулы выполняются в редакторе формул. Нумеруют только те формулы, на которые имеются ссылки в тексте. Номер формулы заключается в круглые скобки с выравниванием по правому краю.

Расчетные формулы записывают сначала в символьном виде, затем в них подставляют цифровые значения физических величин и, наконец, приводят окончательный ответ с обязательным указанием размерности, например

$$V_A = \omega_1 O_1 A = 30 \cdot 0,02 = 0,6 \text{ м/с}.$$

Пример оформления титульного листа приведен на рис. П. 1.

Правила оформления графических построений

1. Все рисунки и графики должны быть выполнены на листах формата А4 или А3, озаглавлены и пронумерованы по ГОСТ 7.32–2001.

2. Графические построения следует выполнять в графическом редакторе в соответствии с ГОСТ 2.105–95 и ГОСТ 2.106–96.

3. Все построения необходимо снабжать соответствующей надписью и масштабным коэффициентом. Масштабные коэффициенты построений следует выбирать так, чтобы площадь листа была максимально заполненной.

4. В расчетном положении кинематическая схема механизма выполняется основными линиями с указанием масштаба, названием рисунка и его номером.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени
первого Президента России Б. Н. Ельцина»**

**Институт новых материалов и технологий
Кафедра «Детали машин»**

**РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА
по курсу «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
тема: Структурный, кинематический и силовой анализ
рычажного механизма**

Задание №____, вариант_____

Руководитель

ФИО

Исполнитель
студент гр.

ФИО

Екатеринбург 2018

Рис. П1. Пример оформления титульного листа

5. Кинематические пары следует обозначать заглавными буквами латинского алфавита, центры масс звеньев буквами «S» с индексами, соответствующими номеру звена.

6. Для расчетного положения механизма на схеме следует указывать номера звеньев, направления угловых скоростей и ускорений.

7. Планы скоростей и ускорений изображаются с обязательным соблюдением масштабов, значения которых указываются над наименованием соответствующего рисунка.

8. Концы векторов скоростей (ускорений) точек механизма следует обозначать малыми буквами латинского алфавита в соответствии с буквами на плане механизма. Направления абсолютных скоростей и ускорений изображаются стрелками.

9. Планы сил изображаются с обязательным соблюдением масштабов, значения которых указываются над наименованием соответствующего рисунка.

10. Векторы сил необходимо изображать в истинном направлении. Каждый вектор обязательно снабжать соответствующим обозначением.

11. На расчетных схемах необходимо обозначать все силовые факторы с индексами, а также плечи сил, использующиеся в расчетах. Схемы необходимо изображать в принятом масштабе с его указанием под названием схемы.

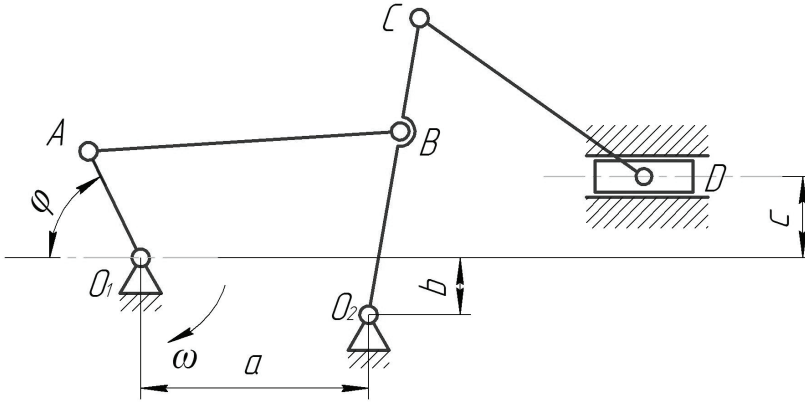
Приложение 2. Исходные данные к заданиям

Центры масс линейных звеньев расположить посередине, треугольных — на пересечении медиан.

Технологическое усилие Q направлено навстречу движению ползуна и действует только на рабочем ходу.

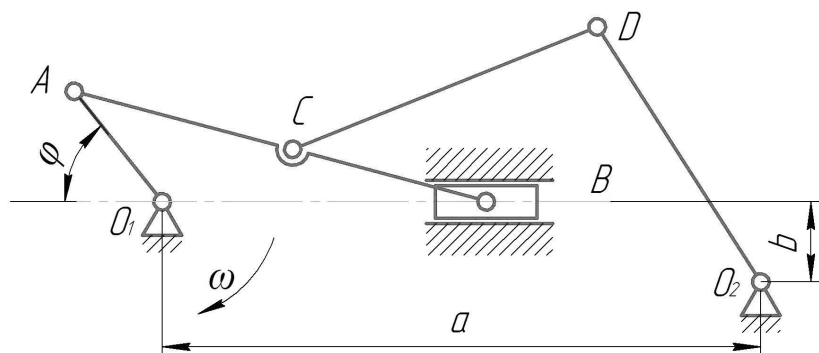
Центральный момент инерции для линейных звеньев $I_{S_i} = m_i l_i^2 / 12$, кгм²; центральный момент инерции для треугольных звеньев $I_{S_i} = m_i h_i^2 / 18$, кгм², где l_i — длина i -го звена, m_i — масса i -го звена, h_i — высота i -го треугольного звена.

Задание 0



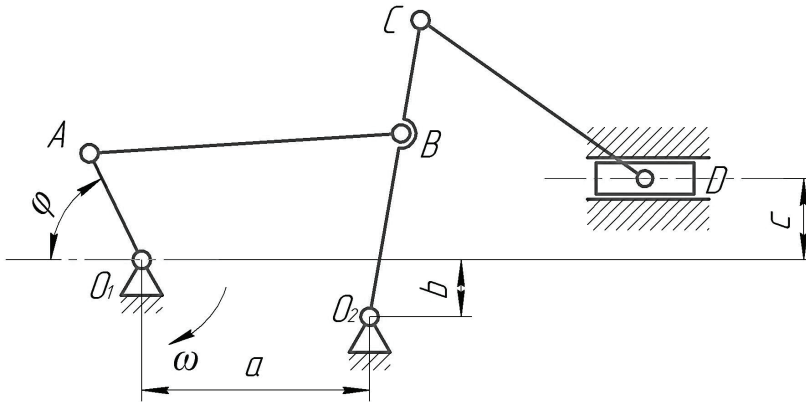
Обозначение данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ_1 , гр	0	40	80	120	160	180	250	300	330	350
O_1A , мм	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
AB , мм	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
BO_2 , мм	200	300	400	500	600	700	800	700	600	500
BC , мм	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
CD , мм	400	600	600	700	800	900	1000	900	800	700
a , мм	130	150	300	460	550	650	700	750	800	900
b , мм	250	400	500	600	700	800	900	1000	550	400
c , мм	100	150	200	260	300	350	400	450	500	550
n_1 , мин ⁻¹	340	320	300	280	260	240	220	200	180	160
Массы звеньев										
O_1A , кг	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,0
AB , кг	20	24	28	26	24	22	35	52	67	75
CO_2 , кг	130	150	180	200	190	190	160	180	200	250
CD , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
Ползун D , кг	120	150	100	120	140	130	110	130	110	120
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 1



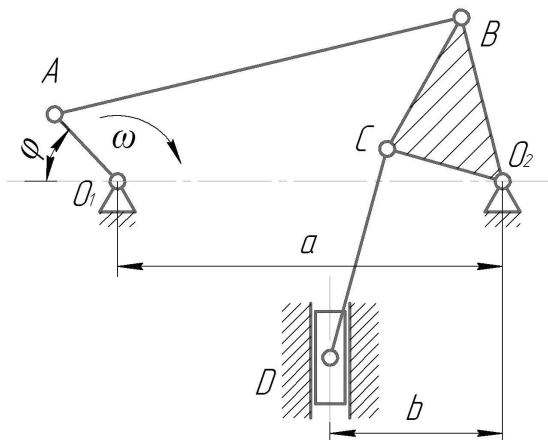
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	20	60	25	30	40	45	50	15	20	25
AB , мм	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380
AC , мм	100	115	130	145	160	175	190	205	220	235
O_1A , мм	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
CD , мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
O_2D , мм	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525
a , мм	325	350	376	400	425	450	475	500	525	550
b , мм	30	40	60	60	70	80	90	100	110	120
n_1 , мин ⁻¹	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550
Массы звеньев										
O_1A , кг	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,0
AB , кг	5,0	6,5	7,0	7,5	8,0	6,5	5,5	4,5	9,0	8,5
CD , кг	12	14	16	17	18	11	13	15	17	19
O_2D , кг	5	7	9	10	5	7	9	5	7	8
Ползун B , кг	40	45	48	54	50	55	35	42	38	40
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 2



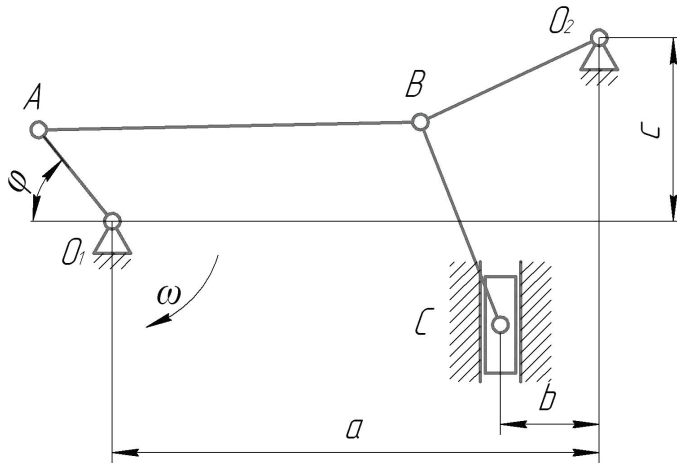
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	20	60	25	30	40	45	50	15	20	25
O_1A , мм	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
AB , мм	210	240	270	300	330	360	390	420	450	480
O_2B , мм	220	250	280	310	340	370	400	410	460	490
O_2C , мм	270	300	330	360	390	420	450	480	510	540
CD , мм	425	450	475	500	525	550	575	600	625	650
a , мм	210	230	250	270	290	310	340	370	400	435
b , мм	150	170	190	210	230	250	270	290	310	330
c , мм	20	30	40	50	60	65	70	75	80	85
n_1 , мин ⁻¹	600	550	500	450	400	350	300	250	200	150
Массы звеньев										
O_1A , кг	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,0
AB , кг	5,0	6,5	7,0	7,5	8,0	6,5	5,5	4,5	9,0	8,5
CD , кг	12	14	16	17	18	11	13	15	17	19
O_2C , кг	5	7	9	10	5	7	9	5	7	8
Ползун D , кг	40	45	48	54	50	55	35	42	38	40
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 3



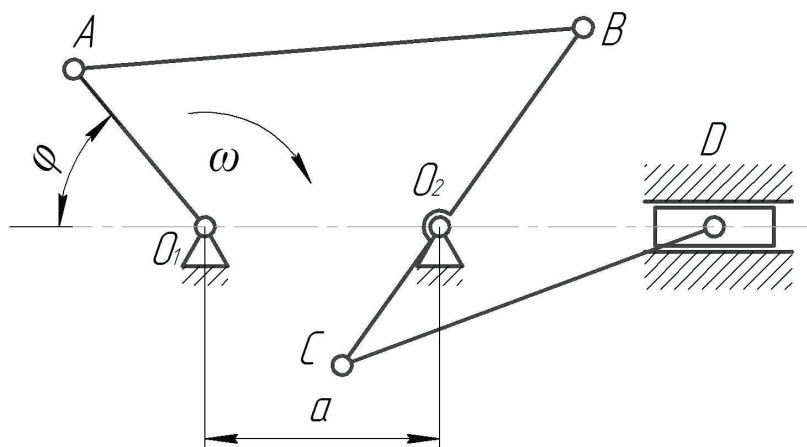
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	20	60	25	30	40	45	50	15	20	25
O_1A , мм	70	80	90	100	110	120	130	140	160	160
AB , мм	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
BO_2 , мм	175	200	226	250	276	300	326	360	375	400
CO_2 , мм	86	90	86	106	115	126	135	150	160	170
BC , мм	90	86	106	86	115	125	125	100	160	170
CD , мм	250	300	350	400	450	600	560	600	650	700
a , мм	325	350	375	400	425	460	476	500	525	550
b , мм	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
n_1 , мин ⁻¹	360	330	300	270	240	210	160	160	130	120
Массы звеньев										
O_1A , кг	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,0
AB , кг	5,0	6,5	7,0	7,5	8,0	6,5	5,5	4,5	9,0	8,5
BO_2 , кг	12	14	16	17	18	11	13	15	17	19
CD , кг	40	45	48	54	50	55	35	42	38	40
CO_2 , кг	10	12	15	10	12	14	13	11	13	11
Ползун D , кг	50	60	70	50	60	70	40	50	50	55
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O_2 .										

Задание 4



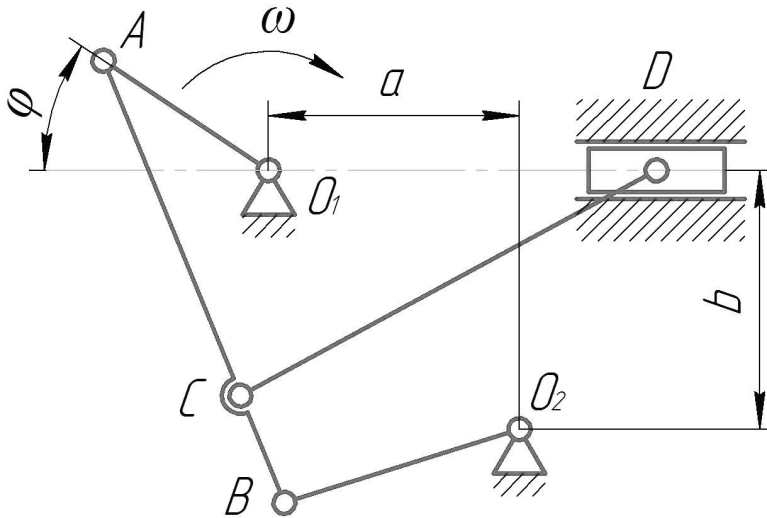
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	20	60	25	30	40	45	50	15	20	25
a , мм	700	750	800	820	900	980	1070	1150	1200	1250
b , мм	0	10	20	30	40	50	60	70	80	100
c , мм	500	550	600	640	700	750	800	870	950	1000
O_1A , мм	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
AB , мм	500	570	620	680	730	800	870	930	1000	1100
BO_2 , мм	400	460	500	540	600	650	700	770	850	900
BC , мм	400	450	500	540	600	650	700	770	850	900
n_1 , мин ⁻¹	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110
Массы звеньев										
O_1A , кг	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,0
AB , кг	13	15	18	20	19	19	16	18	20	25
BO_2 , кг	14	16	17	18	11	13	15	17	19	14
BC , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
Ползун C , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 5



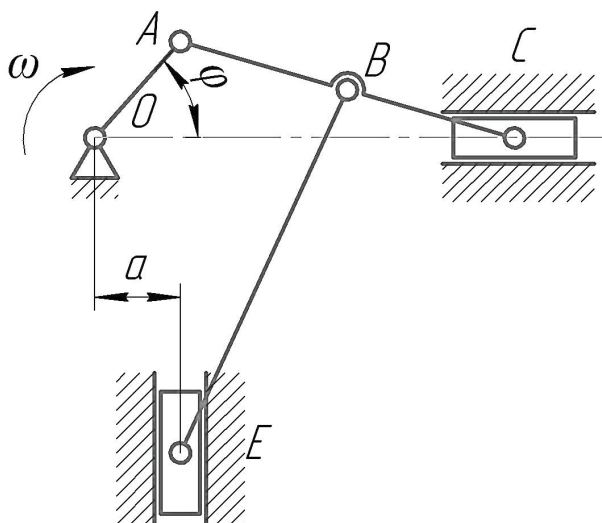
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	20	60	25	30	40	45	50	15	20	25
O_1A , мм	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275
AB , мм	175	200	300	350	375	500	650	700	800	800
BO_2 , мм	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
BC , мм	200	300	450	600	700	800	900	1000	1100	1200
CD , мм	200	300	400	500	600	700	600	900	1000	1100
a , мм	200	200	240	250	270	350	500	510	600	560
n_1 , мин ⁻¹	400	380	360	340	320	300	280	260	240	220
Массы звеньев										
O_1A , кг	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,0
AB , кг	13	15	18	20	19	19	16	18	20	25
BC , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
CD , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Ползун D , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 6



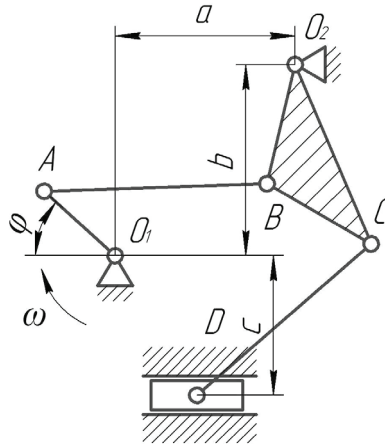
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	30	40	60	20	35	45	55	25	15	50
O_1A , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	160	200
AB , мм	350	375	400	425	450	4/5	500	525	550	575
BO_2 , мм	200	220	240	260	280	300	320	340	360	400
AC , мм	200	215	230	245	260	275	290	305	320	335
CD , мм	625	650	675	700	725	750	775	800	825	850
a , мм	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350
b , мм	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525
n_1 , мин ⁻¹	200	180	160	140	120	100	100	90	80	70
Массы звеньев										
O_1A , кг	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,0
AB , кг	13	15	18	20	19	19	16	18	20	25
BO_2 , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
CD , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Ползун D , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 7



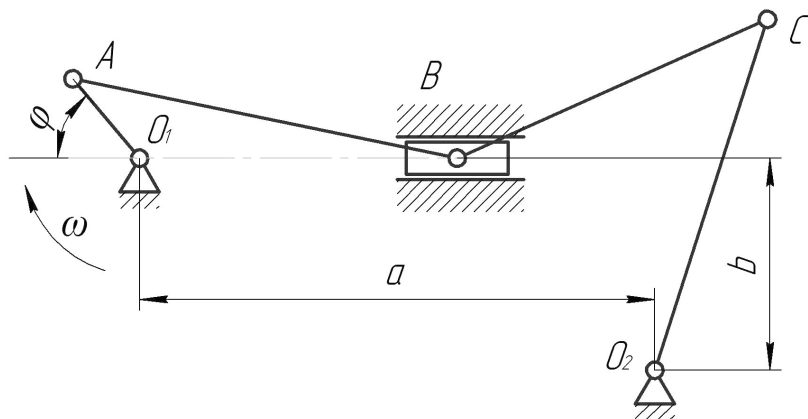
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	20	60	25	30	40	45	50	15	20	25
OA , мм	100	100	100	100	100	80	80	80	80	80
AC , мм	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525
BC , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
BE , мм	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500
a , мм	100	120	140	60	80	50	60	50	60	80
n_1 , мин ⁻¹	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550
Массы звеньев										
OA , кг	10	10	10	10	10	8	8	8	8	8
AC , кг	60	65	70	78	80	87	93	98	105	110
BE , кг	60	65	70	78	80	87	93	98	105	110
Ползун C , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Ползун E , кг	13	11	13	11	12	12	15	10	12	14
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 8



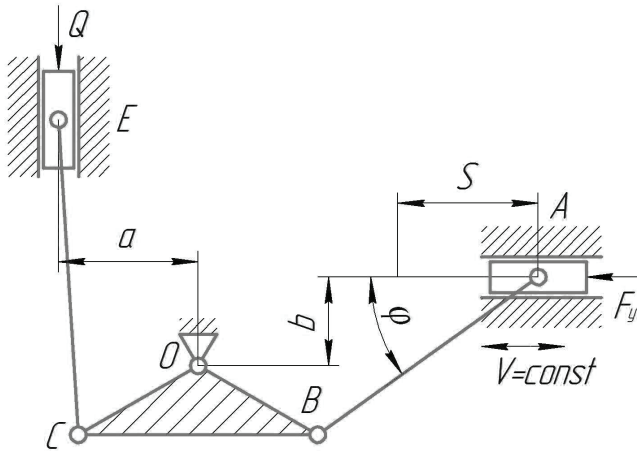
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	30	40	60	20	35	45	55	25	15	50
O_1A , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
AB , мм	400	480	400	210	220	220	350	520	670	800
BO_2 , мм	200	240	280	260	240	220	200	180	160	160
BC , мм	200	240	280	320	360	400	440	480	520	560
O_2C , мм	350	400	450	500	550	600	700	750	800	850
CD , мм	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
a , мм	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550
b , мм	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
c , мм	250	300	350	400	400	450	550	600	660	700
n_1 , мин ⁻¹	250	220	190	160	130	170	210	250	290	330
Массы звеньев										
O_1A , кг	20	22	24	26	28	30	32	35	30	25
AB , кг	80	96	80	42	44	44	70	90	100	90
BO_2 , кг	20	24	28	26	24	22	35	52	67	75
BC , кг	20	24	28	26	24	22	35	52	67	75
O_2C , кг	40	48	56	52	48	50	60	75	80	69
CD , кг	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Ползун D , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O_2 .										

Задание 9



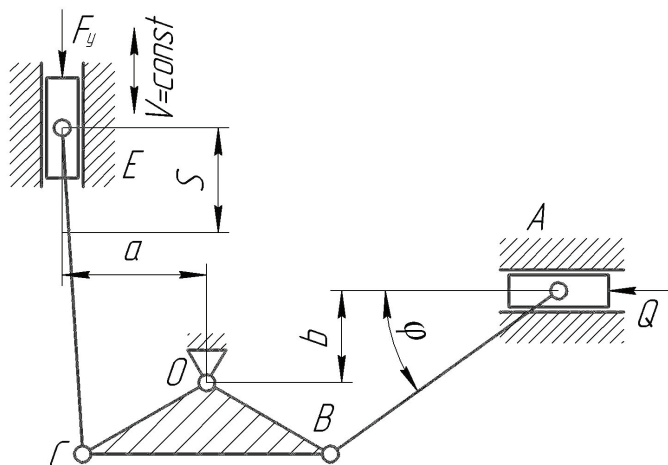
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	30	40	60	20	35	45	55	25	15	50
O_1A , мм	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
AB , мм	350	380	410	440	470	500	530	560	590	620
BC , мм	200	230	260	290	320	350	380	410	440	470
CO_2 , мм	350	400	450	500	550	600	650	700	750	600
a , мм	300	400	500	600	700	800	900	800	700	600
b , мм	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
n_1 , мин ⁻¹	280	260	240	220	200	160	160	140	120	100
Массы звеньев										
O_1A , кг	20	24	28	26	24	22	35	52	67	75
AB , кг	13	15	18	20	19	19	16	18	20	25
BC , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
CO_2 , кг	20	24	28	26	24	22	35	52	67	75
Ползун B , кг	12	15	10	12	14	13	11	13	11	12
Технологическое усилие Q , Н	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700

Задание 10



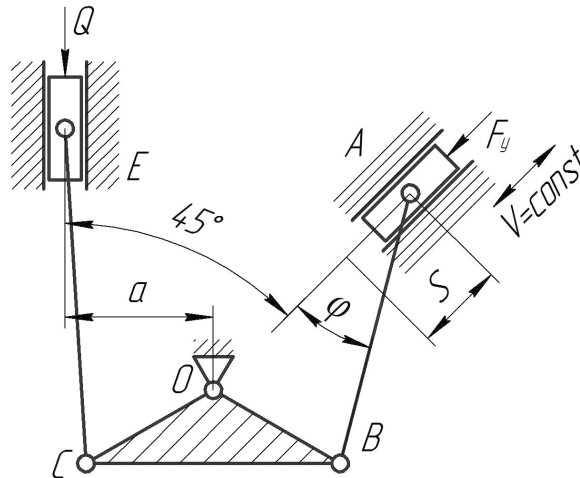
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ, гр	20	35	40	45	20	35	40	45	15	25
Рабочий ход S ползуна A , мм	100	120	150	160	100	90	110	95	80	100
AB , мм	350	320	400	460	380	500	520	580	600	680
BC , мм	120	160	100	140	160	170	200	205	220	235
$OC = OB = 0,7 BC$										
CE , мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
b , мм	50	50	60	60	70	80	90	100	110	120
$a = 1,2 OB$										
V_A , м/с	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	2,0	1,6	1,8	1,9	2,0
Массы звеньев										
ползун A , кг	4	5	6	7	8	9	10	9	6	8
AB , кг	35	32	40	40	40	45	50	60	60	65
CE , кг	22	20	19	21	23	25	30	32	35	40
COB , кг	5	7	9	10	5	7	9	5	7	8
Для ползуна E принять $m_E = 2m_A$										
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O .										

Задание 11



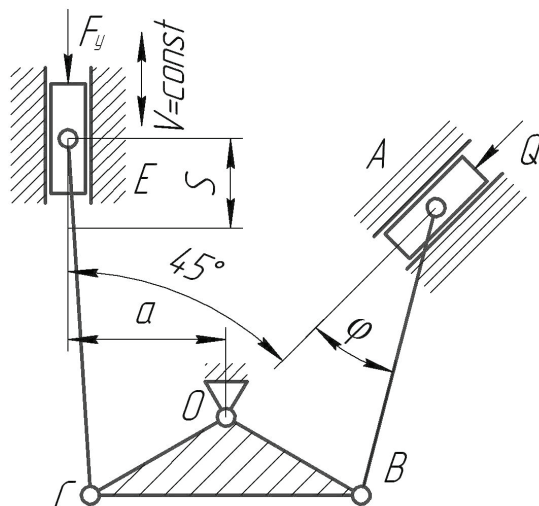
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ф, гр	20	60	15	30	35	40	45	15	25	30
Рабочий ход S ползуна E , мм	100	120	150	160	100	90	110	95	80	100
AB , мм	350	320	400	460	380	500	520	580	600	680
BC , мм	120	160	100	140	160	170	200	205	220	235
$OC = OB = 0,75 BC$										
CE , мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
b , мм	50	50	60	60	70	80	90	100	110	120
$a = 1,2 OB$										
V_A , м/с	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	2,0	1,6	1,8	1,9	2,0
Массы звеньев										
ползун A , кг	4	5	6	7	8	9	10	9	6	8
AB , кг	35	32	40	40	40	45	50	60	60	65
CE , кг	22	20	19	21	23	25	30	32	35	40
COB , кг	5	7	9	10	5	7	9	5	7	8
Для ползуна E принять $m_E = m_A$										
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O .										

Задание 12



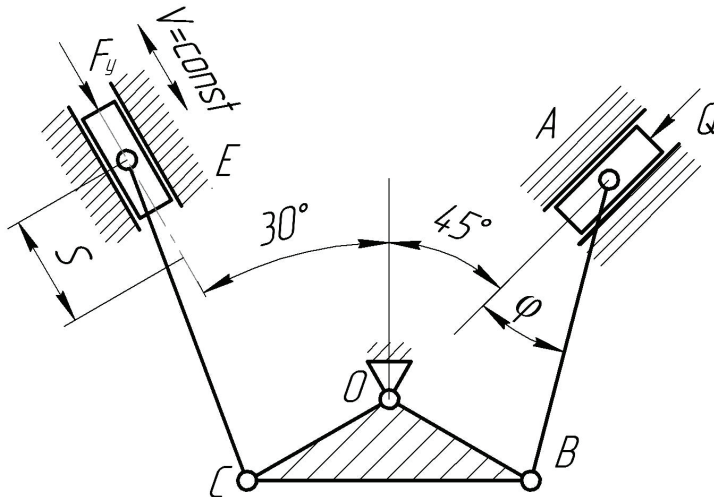
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ, гр	20	60	15	30	35	40	45	15	25	30
Рабочий ход S ползуна A, мм	100	120	150	160	100	90	110	95	80	100
AB, мм	350	320	400	460	380	500	520	580	600	680
BC, мм	120	160	100	140	160	170	200	205	220	235
$OC = OB = 0,7 BC$										
CE, мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
$a = 1,2 OB$										
V_A , м/с	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	2,0	1,6	1,8	1,9	2,0
Массы звеньев										
ползун A, кг	4	5	6	7	8	9	10	9	6	8
AB, кг	35	32	40	40	40	45	50	60	60	65
CE, кг	22	20	19	21	23	25	30	32	35	40
COB, кг	5	7	9	10	5	7	9	5	7	8
Для ползуна E принять $m_E = 2m_A$										
Технологическое усилие Q, Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O.										

Задание 13



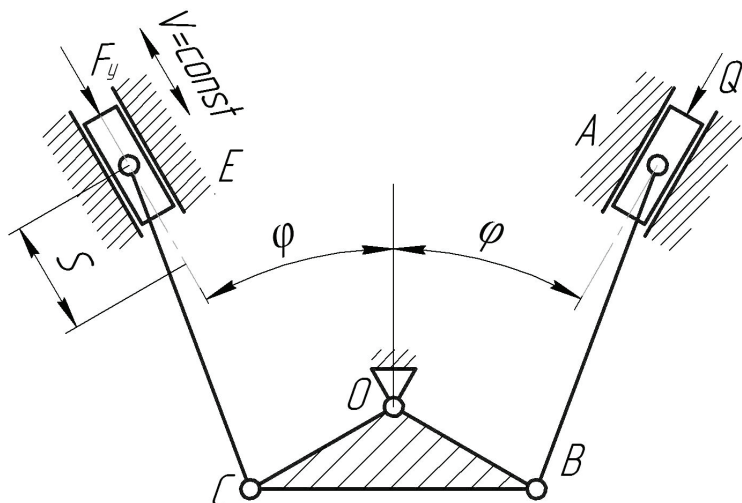
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ, гр	10	15	20	30	35	40	45	15	25	20
Рабочий ход S ползуна E , мм	100	120	150	160	100	90	110	95	80	200
AB , мм	400	480	400	460	480	500	520	580	600	680
BC , мм	120	160	100	140	160	170	200	205	220	235
$OC = OB = 0,85 BC$										
CE , мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
$a = 1,2 OB$										
V_E , м/с	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	2,0	1,6	1,8	1,9	2,0
Массы звеньев										
ползун A , кг	4	5	6	7	8	9	10	9	6	8
AB , кг	35	32	40	40	40	45	50	60	60	65
CE , кг	22	20	19	21	23	25	30	32	35	40
COB , кг	10	15	20	25	10	17	19	15	17	20
Для ползуна E принять $m_E = 0,4m_A$										
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O .										

Задание 14



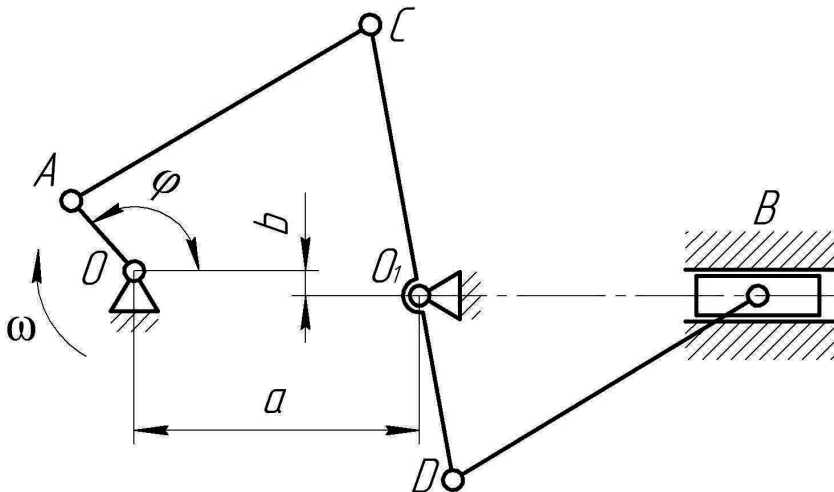
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ, гр	10	15	20	30	35	40	45	15	25	20
Рабочий ход S ползуна E , мм	100	120	150	160	100	90	110	95	80	200
AB , мм	700	780	800	660	690	700	830	765	800	700
BC , мм	720	760	800	600	700	650	700	690	720	800
$OC = OB = 0,85 BC$										
CE , мм	700	780	800	660	690	700	830	765	800	700
V_E , м/с	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	2,0	1,6	1,8	1,9	2,0
Массы звеньев										
ползун A , кг	4	5	6	7	8	9	10	9	6	8
AB , кг	85	82	90	80	90	95	100	110	120	100
CE , кг	75	72	80	70	80	85	88	88	90	77
COB , кг	100	115	123	134	150	165	120	150	130	140
Для ползуна E принять $m_E = 0,4m_A$										
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O .										

Задание 15



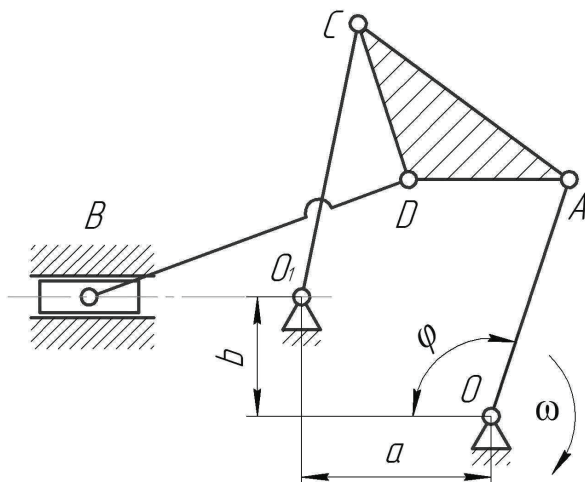
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	20	60	45	30	35	40	45	36	25	30
AB , мм	350	320	400	460	380	500	520	580	600	680
BC , мм	120	160	100	140	160	170	200	205	220	235
$OC = OB = 0,7 BC$										
CE , мм	350	320	400	460	350	500	520	580	600	680
V_E , м/с	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	2,0	1,6	1,8	1,9	2,0
Массы звеньев										
ползун A , кг	4	5	6	7	8	9	10	9	6	8
AB , кг	35	32	40	40	40	45	50	60	60	65
CE , кг	22	20	19	21	23	25	30	32	35	40
COB , кг	5	7	9	10	5	7	9	5	7	8
Для ползуна E принять $m_E = m_A$										
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — вы- сота треугольника от точки O .										

Задание 16



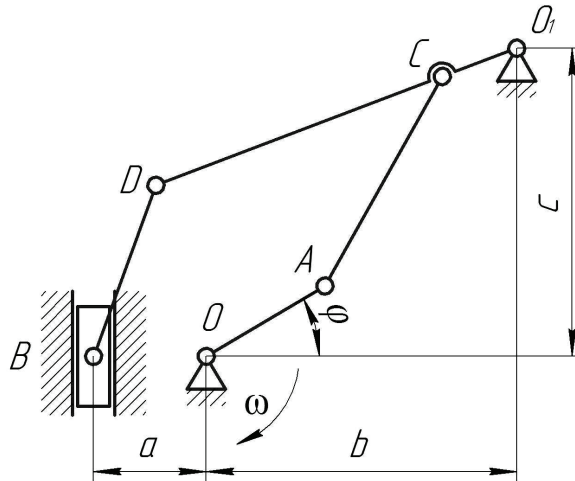
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	15	30	60	90	20	50	80	10	40	70
OA , мм	250	80	220	100	180	150	60	80	120	200
AC , мм	300	110	270	120	220	180	70	100	150	240
CO_1 , мм	200	70	170	80	150	120	50	66	100	150
DO_1 , мм	310	110	250	115	220	170	70	100	140	230
BD , мм	900	330	700	350	600	520	200	300	450	700
a , мм	100	35	90	40	70	60	25	30	50	80
b , мм	60	25	55	25	45	40	10	20	30	50
n_1 , мин ⁻¹	200	180	160	140	120	100	100	90	80	70
Массы звеньев										
OA , кг	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
AC , кг	13	15	18	20	19	19	16	18	20	25
CD , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
DB , кг	120	150	100	120	140	130	110	130	110	120
Ползун B , кг	120	150	100	120	140	135	113	135	118	120
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 17



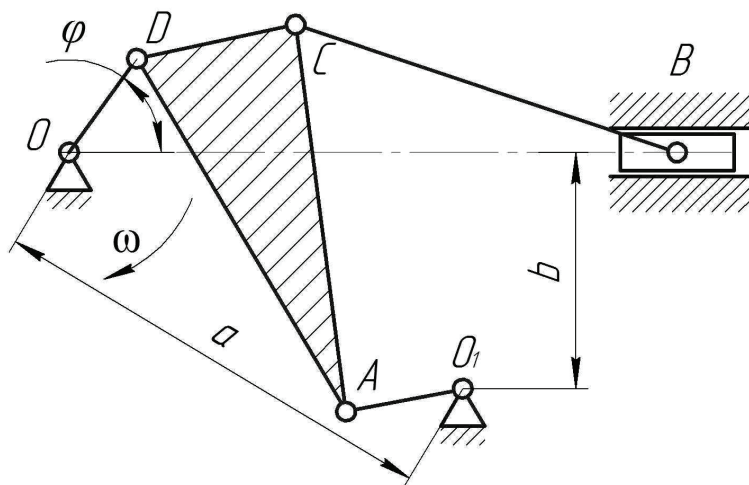
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	30	40	60	20	35	45	55	25	15	50
OA , мм	80	100	150	250	200	120	140	160	220	240
CD , мм	40	50	75	120	95	60	70	80	110	120
AD , мм	35	45	70	115	90	50	60	70	80	100
AC , мм	65	80	120	200	160	95	110	130	175	190
CO_1 , мм	625	650	675	700	725	750	775	800	825	850
BD , мм										
a , мм	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350
b , мм	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525
n_1 , мин ⁻¹	200	180	160	140	120	100	100	90	80	70
Массы звеньев										
OA , кг	10	15	10	15	17	18	15	16	20	22
CO_1 , кг	13	15	18	20	19	19	16	18	20	25
ADC , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
BD , кг	20	25	20	25	22	27	22	20	25	20
Ползун B , кг	30	40	25	35	20	40	18	22	19	27
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки D .										

Задание 18



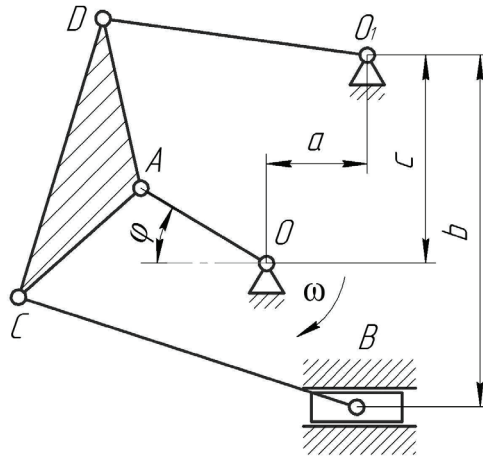
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	15	30	60	90	20	50	80	10	40	70
OA , мм	150	100	80	120	200	70	240	60	180	250
AC , мм	400	270	220	320	550	190	650	140	500	700
CO_1 , мм	200	300	400	370	200	350	420	400	360	290
DO_1 , мм	800	900	800	1000	800	900	950	800	750	900
BD , мм	200	220	300	350	400	400	280	300	450	330
a , мм	100	110	120	90	100	110	100	115	110	100
b , мм	200	300	400	370	200	350	420	300	360	290
c , мм	450	300	250	350	360	500	220	680	550	600
n_1 , мин ⁻¹	200	180	160	140	120	100	100	90	80	70
Массы звеньев										
OA , кг	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
AC , кг	20	15	25	20	19	19	16	18	20	25
DO_1 , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
DB , кг	120	150	100	120	140	130	110	130	110	120
Ползун B , кг	120	150	100	120	140	135	113	135	118	120
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800

Задание 19



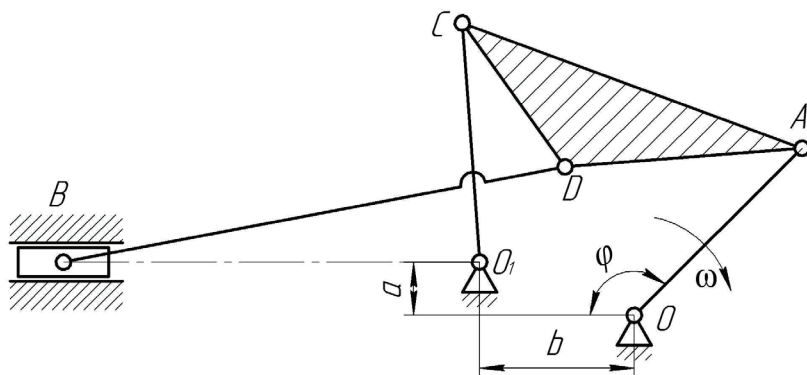
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	30	40	60	20	35	45	55	25	15	50
O_1A , мм	250	120	150	60	240	100	220	160	200	180
AD , мм	670	320	400	160	650	270	580	430	530	480
DC , мм	240	110	140	55	220	100	230	160	210	170
AC , мм	660	300	400	150	600	260	550	410	500	450
OD , мм										
CB , мм	850	400	500	250	800	350	775	600	700	650
a , мм	640	320	380	150	640	260	570	410	520	470
b , мм	170	80	100	40	150	70	160	110	150	120
n_1 , мин ⁻¹	200	180	160	140	120	100	100	400	350	320
Массы звеньев										
O_1A , кг	10	15	10	15	17	18	15	16	20	22
OD , кг	13	15	18	20	19	19	16	18	20	25
ADC , кг	45	48	54	50	55	35	42	38	40	45
CB , кг	20	25	20	25	22	27	22	20	25	20
Ползун B , кг	30	40	25	35	20	40	18	22	19	27
Технологическое усилие Q , Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — вы- сота треугольника от точки D .										

Задание 20



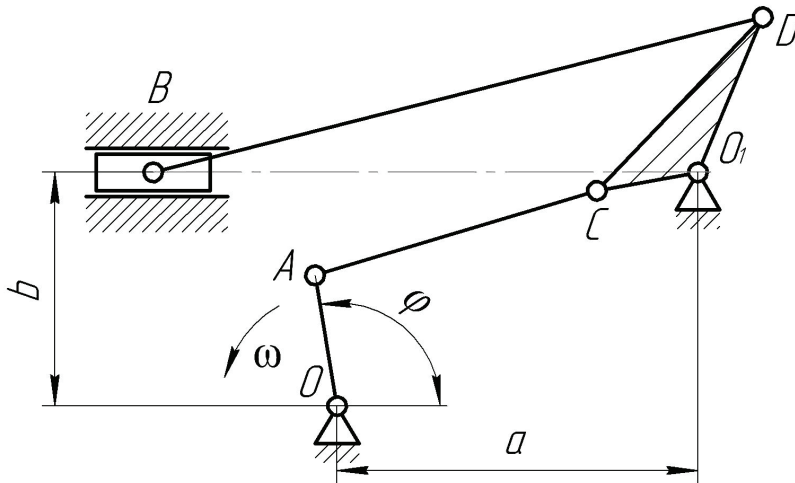
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ, гр	30	40	60	80	30	45	50	55	25	50
OA, мм	150	100	90	80	70	60	50	40	50	60
CB, мм	1200	800	900	600	650	350	300	200	160	150
AD, мм	300	200	240	150	150	120	100	80	60	50
AC, мм	600	400	400	300	300	250	200	150	120	100
CD, мм	625	650	675	700	725	750	775	800	825	850
DO ₁ , мм	330	220	220	170	150	140	120	100	70	60
a, мм	350	250	250	200	150	150	80	80	80	80
b, мм	200	150	150	150	150	80	80	80	80	80
c, мм	100	100	100	50	50	50	20	20	20	20
n ₁ , мин ⁻¹	200	180	160	140	120	100	100	200	200	400
Массы звеньев										
OA, кг	10	15	10	15	17	18	15	16	20	22
CB, кг	130	150	180	200	190	190	160	180	200	250
ADC, кг	100	100	120	120	110	110	100	100	110	110
DO ₁ , кг	40	50	40	50	50	40	50	45	38	40
Ползун B, кг	30	40	25	35	20	40	18	22	19	27
Технологическое усилие Q, Н	700	750	800	650	700	720	770	810	700	800
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки A.										

Задание 21



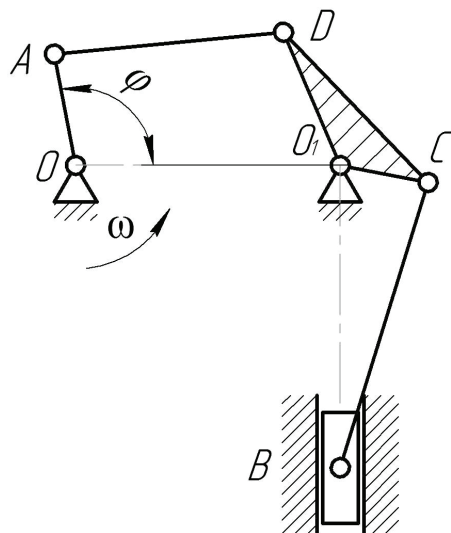
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	0	0	50	45	20	35	45	15	20	10
OA , мм	80	100	150	250	200	120	140	160	220	240
AC , мм	65	80	120	200	160	95	110	130	175	190
CD , мм	40	50	75	120	95	60	70	80	110	120
AD , мм	35	45	70	115	90	50	60	70	80	100
CO_1 , мм	85	110	160	260	215	130	150	170	230	250
DB , мм	150	180	270	450	380	220	250	300	400	440
a , мм	15	20	30	50	40	20	30	30	35	45
b , мм	20	30	40	60	50	30	40	50	60	70
n_1 , мин ⁻¹	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Массы звеньев										
OA , кг	5	3	4	2	5	5	5	4	3	4
ACD , кг	7	8	6	9	6	4	7	8	9	10
CO_1 , кг	16	20	30	50	40	26	30	28	45	50
DB , кг	39	36	50	80	70	45	50	50	40	40
Ползун B , кг	70	70	90	140	120	100	90	90	110	105
Технологическое усилие Q , кН	2,5	1,5	1,8	2,9	3,0	4,0	3,5	4,5	3,5	4,0

Задание 22



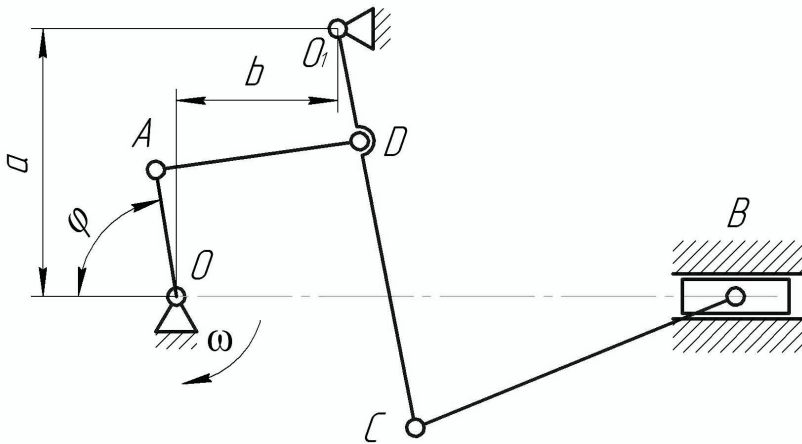
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	10	20	30	45	10	15	25	35	40	50
OA , мм	50	210	250	90	60	100	160	150	180	120
AC , мм	200	860	1000	360	220	390	620	590	520	450
BD , мм	170	720	840	310	200	340	550	500	620	400
$CO_1 = O_1D$, мм	100	400	500	180	110	200	320	300	360	220
CD , мм	180	750	920	340	210	370	580	550	680	420
a , мм	160	660	800	290	180	320	500	480	600	370
b , мм	180	750	800	330	200	360	570	550	300	400
n_1 , мин ⁻¹	60	55	50	45	40	35	30	65	70	75
Массы звеньев										
OA , кг	5	7	9	10	5	7	9	10	6	7
AC , кг	40	160	170	70	45	65	120	80	75	80
DCO_1 , кг	50	60	70	80	90	45	55	50	77	65
BD , кг	35	150	160	60	40	70	70	60	110	80
Ползун B , кг	140	250	350	220	180	180	230	200	170	230
Технологическое усилие Q , кН	5,0	6,0	7,0	8,0	6,5	7,5	8,5	9,5	5,0	9,0
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O_1 .										

Задание 23



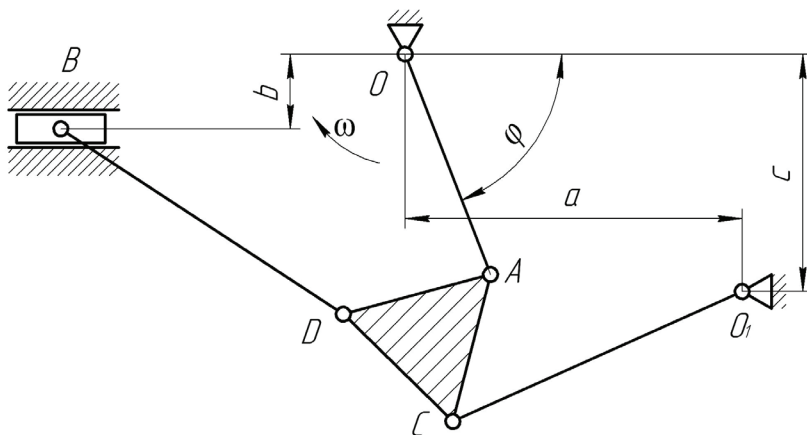
Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	10	20	30	45	10	15	25	35	40	50
OA , мм	200	220	120	250	160	150	100	80	180	140
AD , мм	350	380	220	420	280	250	180	140	320	230
$CO_1 = DO_1$, мм	300	330	180	370	240	220	150	120	270	200
OO_1 , мм	325	360	190	380	260	230	160	130	300	210
DC , мм	400	440	250	480	320	280	200	160	360	250
CB , мм	500	550	300	600	400	360	250	200	450	330
n_1 , мин ⁻¹	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
Массы звеньев										
OA , кг	5	7	9	10	5	7	9	10	6	7
AD , кг	40	160	170	70	45	65	120	80	75	80
DCO_1 , кг	50	60	70	80	90	45	55	50	77	65
CB , кг	35	150	160	60	40	70	70	60	110	80
Ползун B , кг	140	250	350	220	180	180	230	200	170	230
Технологическое усилие Q , кН	5,0	6,0	7,0	8,0	6,5	7,5	8,5	9,5	5,0	9,0
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O_1 .										

Задание 24

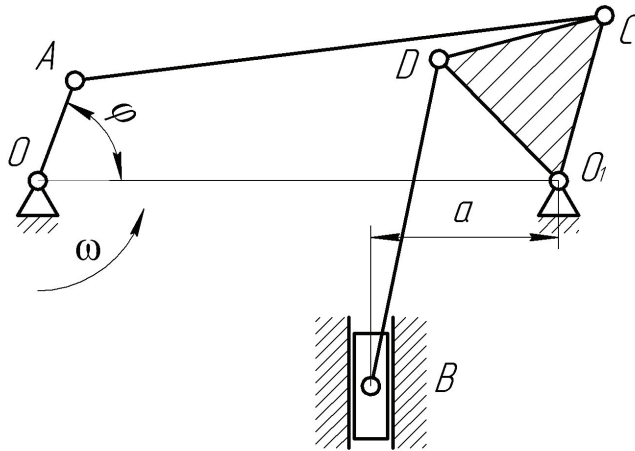


Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	10	15	20	25	30	35	45	50	25	30
OA , мм	250	240	220	200	180	160	150	140	120	100
AD , мм	750	700	700	700	500	360	450	400	300	300
O_1D , мм	300	300	300	300	200	200	200	200	150	150
DC , мм	200	200	200	200	100	100	100	100	100	100
CB , мм	400	400	400	400	400	300	300	300	300	500
a , мм	350	350	350	350	250	250	250	250	150	150
b , мм	300	350	300	300	450	400	350	300	250	200
n_1 , мин ⁻¹	30	40	50	60	70	80	90	100	35	45
Массы звеньев										
OA , кг	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
AD , кг	150	140	140	140	100	70	90	80	60	60
O_1C , кг	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
CB , кг	80	80	80	80	80	60	60	60	60	20
Ползун B , кг	380	360	360	360	320	270	290	280	260	160
Технологическое усилие Q , кН	5,0	6,0	7,0	8,0	6,5	7,5	8,5	8,5	5,0	9,0

Задание 25

[illegible]

Задание 26



Обозначения данных	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ , гр	10	15	20	25	30	35	45	50	25	30
OA , мм	60	70	80	100	120	150	180	200	220	250
AC , мм	180	200	250	300	350	450	550	600	650	750
OO_1 , мм	225	260	300	375	450	550	680	750	820	950
$CO_1 = DO_1$, мм	120	150	150	200	250	300	350	400	450	500
DC , мм	140	170	190	200	280	300	380	450	500	550
DB , мм	250	300	350	400	450	550	600	700	800	900
a , мм	100	100	150	170	200	250	300	350	400	400
n_1 , мин ⁻¹	120	220	140	250	160	280	180	300	200	350
Массы звеньев										
OA , кг	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
AC , кг	36	40	50	60	70	90	110	120	120	150
CDO_1 , кг	50	50	60	50	50	50	70	70	50	50
DB , кг	50	60	70	80	90	110	120	140	160	180
Ползун B , кг	150	150	180	190	210	250	300	300	230	380
Технологическое усилие Q , кН	5,0	6,0	7,0	8,0	6,5	7,5	8,5	9,5	5,0	9,0
Центральный момент инерции для треугольного звена: $I_{s_i} = \frac{mh^2}{18}$ кгм ² , где h — высота треугольника от точки O_1 .										

Библиографический список

1. Теория механизмов и машин : учебник для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов / под ред. К. В. Фролова. Изд. 5-е. Москва : Высш. шк., 2005. 496 с.
2. Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / Г. А. Тимофеев. Москва : Юрайт, 2011. 351 с.
3. Теория механизмов и машин : учебник / А. Г. Черненко, Ю. В. Песин, И. В. Троицкий, Э. А. Бубнов. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2009. 205 с.

Учебное издание

Кузнецов Владимир Иванович
Киреева Татьяна Алексеевна
Каржавин Владимир Васильевич

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Редактор О. С. Смирнова
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 04.09.2018. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 8,4.
Уч.-изд. л. 4,6. Тираж 50 экз. Заказ 233.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>



КУЗНЕЦОВ ВЛАДИМИР ИВАНОВИЧ,
доцент кафедры Металлургических и роторных машин,
кандидат технических наук



КИРееВА ТАТЬЯНА АЛЕКСееВНА,
доцент кафедры Металлургических и роторных машин,
кандидат технических наук



КАРЖАВИН ВЛАДИМИР ВАСИЛЬЕВИЧ,
профессор кафедры Металлургических и роторных машин,
доктор технических наук